

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II



FACOLTÀ DI INGEGNERIA

CORSO DI DOTTORATO IN TECNOLOGIE E SISTEMI DI PRODUZIONE

XXII CICLO

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA DEI MATERIALI E DELLA PRODUZIONE

TESI DI DOTTORATO

MODELLO MATEMATICO DI UN MOTORE A COMBUSTIONE INTERNA

RELATORE

CH.MO PROF. ING. GIUSEPPE GIORLEO

CANDIDATO

DAVIDE DEL CORE

CORRELATORI

ING. ANTONINO SQUILLACE

ING. ANTONIO PALMA

ANNO ACCADEMICO 2010/2011

Ringraziamenti

Alla fine di questo lungo percorso di studi, durante il quale sono stati approfonditi alcuni aspetti che hanno da sempre attirato il mio interesse, ho onore e piacere di ringraziare tutti coloro i quali, in misura diversa, hanno contribuito al raggiungimento di un tale obiettivo.

Come sempre non posso non citare per primi i miei genitori, ai quali devo, oltre la vita, anche tutto ciò che sono riuscito a realizzare. Li ringrazio dal profondo per essermi stati sempre vicini, non solo professionalmente, ma nella vita in generale; mi hanno aiutato a superare i momenti difficili del passaggio dall'adolescenza alla maturità vera e propria, quella che ti pone di fronte a vere responsabilità e prese di coscienza.

A mia madre in particolare va il merito di quanto sono riuscito a realizzare in questi anni ed a mio padre un ringraziamento per la tenerezza che, suo malgrado, non sempre riesce ad esprimere ma che ha dato la possibilità a me di capire molto della vita familiare.

Con ancora maggiore fervore ringrazio mia figlia Alessia che con un solo sorriso è in grado di darmi tanta forza che è inutile cercare di spiegare con parole; sono sicuro che tutti i padri capiscono a quale forza mi riferisco.

Mia moglie, anche se non ancora tale sulla carta, ha anche contribuito a questo mio successo e voglio ringraziarla per la profonda pazienza che la contraddistingue.

Proseguendo non posso esimermi dal ringraziare l'amico, "collega" e fonte di inesauribile conoscenza, ing. Antonio Palma, padre fondatore e realizzatore del modello che viene qui presentato, persona che stimo privatamente e professionalmente e dal quale, sono sicuro, non smetterò mai di apprendere.

Inoltre ringrazio l'amico e collega ing. Alessandro Salvi e Capannini Andrea per il supporto fornito.

Concludendo, in modo un po' inusuale, volevo senza indugi ringraziare anche tutti coloro che, costantemente e nella vita di tutti i giorni, hanno "provato" ad ostacolare il raggiungimento di questo obiettivo, fondamentale per il mio futuro professionale e personale, nonostante avrebbero dovuto essere quelli sui quali fare più affidamento; proseguire oltre costituirebbe un accanimento che non ho interesse a porre in evidenza in questa sede, ma a queste persone dico solo che, come possono constatare, ce l'ho fatta ugualmente... e non grazie anche a loro, ma malgrado loro.

PREFAZIONE

In questa trattazione viene presentato il modello matematico di un motore a combustione interna.

Dopo una prima necessaria introduzione sui principi base del funzionamento di un motore a combustione interna vengono indicate tutte le ipotesi e le equazioni utilizzate per la realizzazione del modello stesso, vengono poi evidenziate le sue caratteristiche e le potenzialità.

Il modello qui presentato è stato ideato per la prima volta una decina d'anni or sono da un team di ingegneri, ma si può senz'altro affermare che il vero "padre" sia l'ing. Antonio Palma, che sin dalla prima stesura ha creduto nelle potenzialità ed ha impegnato molto del suo tempo, sia lavorativo che privato, per la sua messa a punto ed è tuttora impegnato nel suo costante perfezionamento, al quale mi auguro di aver dato il mio contributo, seppur modesto, e che spero potrò avere la possibilità di continuare a fornire.

Il modello è tuttora in continua evoluzione e le modifiche sono all'ordine del giorno, conferendo allo stesso sempre maggiore complessità ma altrettanta precisione ed affidabilità.

Il suo punto di forza, tra le altre cose, quello di essere un modello "aperto" ed "universale; è infatti possibile utilizzarlo con un qualsiasi motore a combustione interna (sia alimentato a benzina che a gasolio), con un qualsiasi numero di cilindri, di cilindrata, aspirato, sovralimentato, ad accensione diretta o indiretta, etc..

La precisione dei dati che si ottengono è sorprendente, confermata dai dati sperimentali ottenuti con sale prove di ultimissima generazione, i cui costi, sia di acquisto che per le prove stesse, sono facilmente immaginabili.

Il modello è stato realizzato in ambiente SIMULINK di MATLAB, ma, per ovvi motivi di diritto d'autore, non può essere fornito nel dettaglio.

Indice

CAPITOLO I: CENNI SUI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

I.1 FUNZIONAMENTO DEI MOTORI A COMBUSTIONE

INTERNA 8

I.2 L'UNITA' DI CONTROLLO MOTORE 16

I.3 LA TECNOLOGIA MULTIAIR 18

CAPITOLO II: MODELLO MATEMATICO

II.1 INTRODUZIONE AL MODELLO 23

II.2 IPOTESI DI BASE DEL MODELLO 26

II.3 STRUTTURA DEL MODELLO 29

II.4 CONSIDERAZIONI NUMERICHE 39

CAPITOLO III: EQUAZIONI E RELAZIONI UTILIZZATE

III.1 EQUAZIONI DELLA CAPACITA' 43

III.2 EQUAZIONI DELL'ORIFIZIO 46

III.3 EQUAZIONI DEL MANOVELLISMO DI SPINTA 51

III.4 EQUAZIONI DELLA TRASMISSIONE, DEL CAMBIO, DELLA
FRIZIONE E DEL FRENO 53

III.5 EQUAZIONI DI SINCRONISMO 61

III.6 EQUAZIONI DEL “FILM-FLUIDO” 63

III.7 MODELLO DELLA COMBUSTIONE 67

III.8 ALTRE EQUAZIONI E RELAZIONI	72
III.9 DESCRIZIONE DEGLI EFFETTI INERZIALI DELLE MASSE	
D'ARIA	73
III.10 DEFINIZIONE DI RICIRCOLO	75
III.11 IL TURBOCOMPRESSORE	78
III.12 NOTE	80
 CAPITOLO IV: LIMITI DEL MODELLO	
IV.1 LIMITI E MERITI DEL MODELLO	87
 CAPITOLO V: CALIBRAZIONE DEL MODELLO	
V.1 ELEMENTI PER LA CALIBRAZIONE	95
 CAPITOLO VI: ESEMPI DI APPLICAZIONE DEL MODELLO	
VI.1 VISUALIZZAZIONI IN TEMPO REALE	97
VI.2 VALUTAZIONE DELLE PRESTAZIONI	104
 CAPITOLO VII: CONCLUSIONI	107
 APPENDICE 1	109
APPENDICE 2	115
 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	117

Capitolo I

CENNI SUI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

I.1 FUNZIONAMENTO DEI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

I motori alternativi a combustione interna (nel seguito C.I.) sono macchine il cui scopo è quello di trasformare parte del calore prodotto dalla combustione di sostanze combustibili in energia meccanica.

Questa energia è poi trasferita dai pistoni all'albero motore attraverso un sistema di manovellismo.

I motori a C.I. si classificano prevalentemente in base al tipo di alimentazione, al numero dei cilindri e dei tempi.

In questo capitolo viene fornita una breve classificazione di tali motori.

I motori a C.I. possono essere classificati:

- in base al numero di cilindri
- in base al tipo di combustibile che li alimenta, e quindi al tipo di accensione

- in base al tipo di iniezione
- in base al ciclo operativo (motori a 2 e a 4 tempi)
- In base al sistema di aspirazione aria (aspirazione naturale o sovralimentazione)

Il funzionamento di un motore a C.I. è ciclico; ciascun ciclo ha inizio con l'introduzione di fluido (solo aria o miscela aria-combustibile) all'interno di ciascun cilindro e termina con l'espulsione dei gas combusti dal collettore di scarico.

L'energia ottenuta dalla reazione di combustione innalza la pressione e la temperatura dei gas che, durante la loro espansione, producono lavoro tramite l'azione (forza) della pressione stessa sulla testa del pistone.

Un motore a C.I. può essere alimentato a benzina, diesel, GPL oppure a metano, mentre per quanto riguarda il tipo di accensione, i motori vengono classificati come:

- motori ad accensione comandata (AC)
- motori ad accensione spontanea (AS)

Nei primi l'accensione avviene attraverso la formazione di una scintilla prodotta da una candela installata sulla sommità della camera di combustione (una per ciascun cilindro), mentre nei secondi l'accensione

avviene “per compressione”, nel senso che gli elevati valori di temperatura e pressione raggiunti all’interno del cilindro sono favorevoli all’accensione “spontanea” (senza quindi bisogno di intervento dall’esterno) del combustibile (gasolio).

Per ottenere un ciclo completo di lavoro del motore si attendono solitamente uno o due giri dell'albero motore, ovvero due o quattro corse del pistone. Questi motori sono detti, rispettivamente a due tempi o a quattro tempi.

Durante la fase di spostamento del pistone, il volume a disposizione del fluido immesso in camera è variabile tra due posizioni limite, una di massimo ed una di minimo volume. In queste due configurazioni il pistone occupa due rispettive posizioni, ovvero quella di Punto Morto Superiore (P.M.S.), corrispondente al volume minimo, e quella di Punto Morto Inferiore (P.M.I.), corrispondente al volume massimo.

Nella Fig. 1.1 è mostrato lo schema del manovellismo che consente di convertire il moto alternativo del pistone in moto rotatorio dell'albero motore (o albero a gomiti).

Nella Fig. 1.2 è invece mostrato lo schema del principio di funzionamento di un motore a C.I. a 4 tempi, cui faremo riferimento nel prosieguo della trattazione.



Fig. 1.1 – Schema del manovellismo

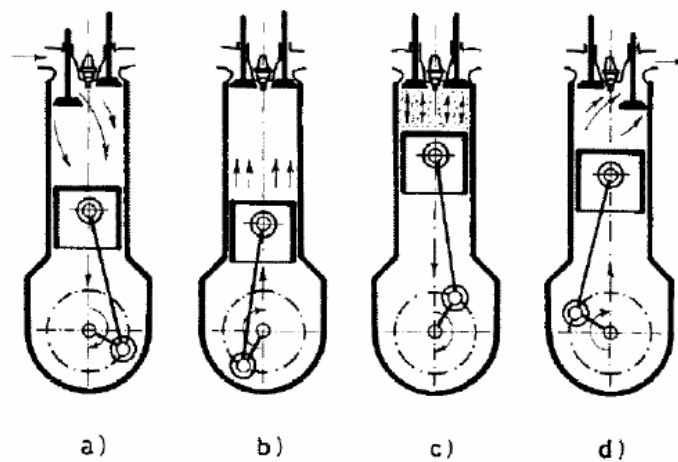


Fig. 1.2 – Principio di funzionamento di un motore a C.I.

Esso è caratterizzato dalle seguenti fasi:

- a) Fase di aspirazione - il pistone si muove dal P.M.S. al P.M.I.; durante questa fase il motore aspira all'interno del cilindro il fluido (aria o aria – combustibile), essendo la valvola di aspirazione aperta.
- b) Fase di compressione - il pistone si muove dal P.M.I. verso il P.M.S.. Avviene a valvole chiuse e la miscela viene compressa. In corrispondenza della fine di questa fase inizia la combustione, cui consegue un repentino incremento di pressione.
- c) Fase di espansione - il pistone si muove dal P.M.S. verso il P.M.I.. I gas combusti (e che in realtà sono ancora in combustione) spingono il pistone verso il basso producendo in tal modo lavoro, trovandosi ad elevati valori di temperatura e pressione. Verso la fine di tale fase, prima del P.M.I., la valvola di scarico si apre ed i gas combusti fuoriescono lungo il canale di scarico e la pressione si riporta a valori prossimi alla pressione ambiente.
- d) Fase di espulsione - il pistone si muove dal P.M.I. verso il P.M.S.. Il salto di pressione (con pressione interno camera maggiore della pressione esterna) consente la fuoriuscita dei gas combusti. Prima che il pistone raggiunga il P.M.S. si apre la valvola di aspirazione e, subito dopo il P.M.S., si chiude la valvola di scarico. Da qui ha inizio un nuovo ciclo.

A questo punto è opportuno introdurre il concetto di ciclo indicato: esso ci consente di avere una panoramica generale di ciò che avviene all'interno del cilindro durante le diverse fasi di funzionamento del motore.

Per un motore ad accensione comandata, a 4 tempi, l'andamento tipico del ciclo indicato è riportato in Fig. 1.3.

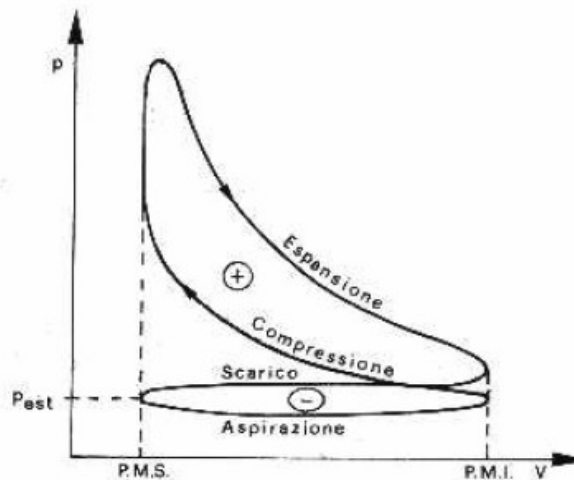


Fig. 1.3 – Ciclo indicato per un motore a C.I. a 4 tempi

Questo ciclo, indicante la relazione tra il volume effettivo del cilindro e la pressione di interno camera, può essere ricavato attraverso la lettura della pressione nel cilindro mediante un trasduttore di pressione che è in grado di determinarla con un'ottima accuratezza.

Le fasi possono anche essere viste sul cosiddetto diagramma polare, ovvero un diagramma del tipo in Fig. 1.4.

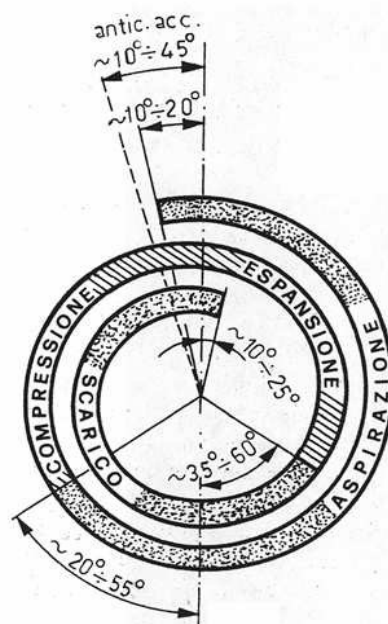


Fig. 1.4 – Diagramma polare

Dal diagramma di Fig. 1.4 è interessante notare come sia presente una fase di apertura contemporanea della valvola di aspirazione e di quella di scarico: l'angolazione in cui si verifica tale fenomeno è detto angolo di incrocio delle valvole.

Se non opportunamente determinato tale incrocio può avere conseguenze negative per il corretto funzionamento del motore, in particolare i gas di scarico possono risalire lungo il condotto di aspirazione, generando il fenomeno del ritorno di fiamma; in più la miscela aria-combustibile potrebbe attraversare il cilindro senza essere bruciata, aumentando i consumi e le emissioni inquinanti.

Per evitare questo inconveniente nei motori a combustione interna moderni è stato introdotto il sistema di fasatura variabile. Ancora più innovativo è il sistema MultiAir, presente nei moderni motori in produzione dalla Fiat. Questo sistema è descritto successivamente nel par. 1.3.

Il ciclo indicato di Fig. 1.3 evidenzia 2 settori cui competono lavori di segno opposto, l'uno, positivo, che è quello che fornisce la potenza al motore, l'altro, negativo, che è quello necessario a vincere gli attriti interni e a comprimere il fluido evolvente.

E' possibile quindi definire il lavoro indicato come somma algebrica dei suddetti contributi

$$L_i = |L_+| - |L_-|$$

A causa degli attriti dovuti agli organi in rotazione e di tutti i dispositivi ausiliari necessari al corretto funzionamento del motore, il lavoro disponibile all'asse è sicuramente minore di quello indicato, ed è dato da

$$L_{eff} = L_i \eta_m$$

detto lavoro effettivo, con η_m rendimento meccanico.

I.2 L' UNITA' DI CONTROLLO MOTORE

I motori a C.I. necessitano di una Unità Elettronica di Controllo (ECU) esterna in grado di gestire e sincronizzare i vari processi che in essi si verificano e rappresenta un elemento di cui i moderni motori non possono fare a meno.

Questa unità è un vero e proprio microcalcolatore che, ricevendo in ingresso le informazioni provenienti dai sensori di cui è equipaggiato il motore (ed il veicolo in generale) e seguendo algoritmi di calcolo in esso implementati, è in grado di monitorare e gestire le diverse funzioni.

Col passare del tempo la gestione del motore da parte dell'unità di controllo è diventata sempre più completa: l'ottimizzazione delle prestazioni e la riduzione delle emissioni sono solo due delle motivazioni che hanno contribuito allo sviluppo di sistemi di controllo sempre più articolati.



Fig. 2.1 – Unità di controllo motore

Tra le principali applicazioni di una centralina ci sono:

- Gestione dell'iniezione
- Riconoscimento della posizione dei cilindri
- Strategia di avviamento del motore
- Gestione dell'avviamento a freddo
- Gestione della coppia motrice
- Gestione del regime di minimo
- Controllo dell'arricchimento in accelerazione
- Inibizione iniezione carburante in fase di rilascio (Cut-Off)
- Gestione e regolazione degli anticipi d'accensione
- Controllo della detonazione
- Controllo combustione con sonda lambda
- Controllo del regime massimo di rotazione del motore
- Gestione del sistema di raffreddamento del motore (elettroventole)
- Autodiagnosi e recovery

Ovviamente le applicazioni appena descritte costituiscono una piccola percentuale di tutte le strategie presenti in una centralina di controllo motore, ma sono le più significative per la gestione del corretto funzionamento del motore stesso.

Nei paragrafi che seguono viene brevemente introdotta la tecnologia MultiAir di fasatura variabile allo scopo di evidenziare le potenzialità del modello oggetto di questo elaborato di tesi.

I.3 LA TECNOLOGIA MULTIAIR

I motori di nuova generazione prodotti dalla Fiat vantano l'utilizzo di una nuova tecnologia, conosciuta come MultiAir.

Tale tecnologia consente di controllare la portata d'aria aspirata dai cilindri attraverso un sistema del tutto innovativo di gestione dell'apertura delle valvole di aspirazione.

Da un punto di vista costruttivo i motori equipaggiati di sistema MultiAir presentano uno specifico modulo destinato al comando elettro-idraulico delle valvole, posizionato sulla sommità della testata, utile al controllo dinamico e diretto dell'aria, grazie al quale si riduce sensibilmente l'utilizzo della valvola a farfalla, con evidenti vantaggi da un punto di vista di riduzione dei consumi. Nei motori dotati di tale sistema infatti la valvola a farfalla ha il compito di mantenere ad un valore quasi costante la pressione di collettore: c'è stato quindi un balzo in avanti grazie al controllo diretto della massa d'aria all'ingresso dei cilindri, mediante un sistema avanzato di attuazione elettronica e di controllo delle valvole di aspirazione.

Il sistema MultiAir non prevede il contatto diretto tra la camma e la valvola di aspirazione: il sistema tra essi interposto (detto appunto modulo) assolve alla funzione di trasferire il moto dell'albero a camme alla valvola di aspirazione stessa.

Con riferimento alla Fig. 3.1, la camma (di profilo in pratica coincidente con quello di una camma di un sistema di distribuzione tradizionale), durante la sua rotazione, sposta il pistoncino del modulo con cui è a diretto contatto; durante questo movimento il pistoncino comprime l'olio presente all'interno del modulo e tale pressione agisce su un attuatore a diretto contatto con la valvola di aspirazione.

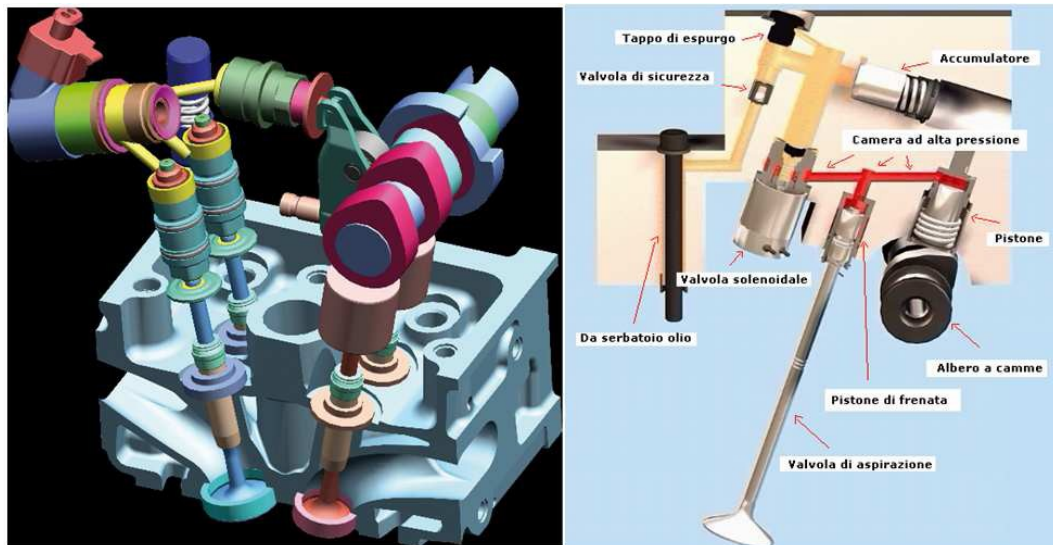


Fig. 3.1 – Il sistema MultiAir

Quanto detto finora non ha in pratica nessuna differenza rispetto ad un tradizionale sistema di distribuzione, in quanto l'alzata valvola seguirebbe esattamente il profilo imposto dalla camma; a fare la differenza è la presenza della valvola solenoidale che consente di gestire la pressione dell'olio all'interno del modulo, aprendosi e chiudendosi a comando.

Se quindi la valvola è tenuta sempre chiusa si ha il cosiddetto funzionamento in Full-Lift, ovvero il profilo di alzata delle valvole di aspirazione è del tutto equivalente a quello di un motore con distribuzione tradizionale.

Un corretto controllo della valvola solenoidale consente di ottenere differenti profili di alzata delle valvole, che andiamo brevemente a descrivere.

A carichi parziali si attua la cosiddetta strategia Early-Closing (o chiusura anticipata delle valvole): essa consiste, così come suggerisce il nome, in una chiusura anticipata delle valvole di aspirazione. In questo caso la valvola solenoidale, inizialmente chiusa, si apre: ciò consente lo scarico controllato dell'olio ad alta pressione. Contestualmente, benché la camma continui nel suo classico movimento rotatorio, il suo effetto sulla corsa della valvola è nullo.

Per basse velocità ed a pieno carico si utilizza la strategia del Late-Opening (o apertura ritardata delle valvole). Questa tecnica consiste nella chiusura della valvola solenoidale (inizialmente aperta) già quando la camma ha percorso parte della sua escursione: l'olio inizia quindi a scaricarsi fin dall'inizio del profilo di camma; ad un certo punto lo scarico dell'olio viene chiuso, consentendo da questo momento in poi la trasmissione del profilo. Ciò consente un livello di turbolenza maggiore all'interno dei cilindri.

La modalità Early-Closing è conosciuta anche come modalità φ_2 mentre quella Late-Opening come φ_1 .

Una loro combinazione è nota in gergo come Multi-Lift: essa consiste in una prima fase caratterizzata dal funzionamento in modalità φ_2 cui segue, durante lo stesso profilo di alzata, la modalità φ_1 (a condizione che sia possibile applicarla).

In Fig. 3.2 è mostrato il profilo di alzata corrispondente alle modalità appena descritte.



Fig. 3.2 – Profili di alzata valvole per sistemi MultiAir

I vantaggi introdotti da questo sistema sono classificabili principalmente in:

- Aumento della potenza massima del 10% grazie all'adozione di un profilo di camma meccanica indirizzato alla potenza

- Miglioramento della coppia a basso regime del 15% mediante strategie di chiusura anticipata della valvola di aspirazione, che massimizza l'aria immessa nei cilindri
- Eliminazione delle perdite di pompaggio con una riduzione del consumo di carburante e delle emissioni di CO₂ pari al 10%, sia nei motori aspirati, sia in quelli sovralimentati della stessa cilindrata
- I motori Multiair sovralimentati e a cilindrata ridotta (concetto del “downsizing”) possono raggiungere una maggiore efficienza in termini di consumo di carburante pari al 25% rispetto ai motori naturalmente aspirati, mantenendo lo stesso livello di prestazioni
- L'ottimizzazione delle strategie di controllo delle valvole in fase di “warm-up” del motore e di ricircolo interno dei gas di scarico, ottenuta mediante la riapertura delle valvole di aspirazione durante la fase di scarico, genera una riduzione delle emissioni del 40% di HC/CO e del 60% di Nox
- La pressione costante dell'aria a monte dei cilindri, atmosferica per i motori naturalmente aspirati e superiore per quelli sovralimentati, abbinata al controllo estremamente rapido della massa d'aria, cilindro per cilindro e colpo a colpo, produce una migliore risposta dinamica del motore

Capitolo II

MODELLO MATEMATICO

II.1 INTRODUZIONE AL MODELLO

Per modello matematico di un sistema si intende, qui e nel seguito, una raccolta di equazioni; la natura delle equazioni (algebriche o differenziali, alle derivate ordinarie o parziali) qualifica il tipo di modello (istantaneo o dinamico, a costanti concentrate o distribuite), mentre la loro numerosità, unitamente alle interazioni tra le differenti variabili, quantifica la complessità del modello.

Un qualsiasi modello matematico si prefigge, esplicitamente o implicitamente, tre obiettivi primari:

1. *descrivere* il sistema oggetto di studio attraverso relazioni (qualitative e quantitative) chiare e ben definite;
2. *interpretare* la fenomenologia in esame, evidenziando la eventuale presenza di sottosistemi costituenti e chiarendo la natura delle reciproche relazioni;

3. *prevedere*, qualitativamente e quantitativamente, il comportamento del sistema, ossia l'evoluzione temporale di talune grandezze (*di uscita*) a fronte dello stimolo ricevuto da parte di altre grandezze (*di ingresso*).

È forse opportuno sottolineare che l'intento previsionale di un modello matematico ne costituisce, probabilmente, l'aspetto più interessante; il determinismo costituisce, tra l'altro, un tratto imprescindibile dell'azione scientifica, la quale ne risulta tutta permeata, ispirata ed orientata.

Di contro, un modello matematico, privo di adeguato confronto con la sperimentazione, altro non è che una costruzione priva di contenuti; non è eccessivo asserire che la stessa esigenza di realizzazione di un modello matematico prende le mosse proprio dal proponimento speculativo che anima il metodo scientifico. Ed il modello qui presentato non sfugge a questo criterio: non è stato possibile (né avrebbe avuto senso) costruirlo senza il congiunto ricorso alla sperimentazione, altresì indispensabile per la sua "calibrazione".

La costruzione di un modello matematico richiede al modellista di operare delle scelte, privilegiando (a giudizio della sua sensibilità) taluni fenomeni ritenuti "dominanti" rispetto ad altri.

Alla scelta si abbina una precisa responsabilità, che suggerisce di individuare, specificare e rilevare, ipotesi e limiti di un modello, accettando che si tratti, appunto, di "un" modello e non già "del" modello.

Arbitro della validità ed opportunità delle scelte operate è, nel rispetto del metodo scientifico propriamente detto, il confronto con la sperimentazione. Il processo di realizzazione e “messa a punto” di un modello matematico, dal suo concepimento alla sua “validazione”, richiede al modellista un ulteriore sforzo: “calare” nella cruda realtà della analisi numerica un elevato numero di idee, ipotesi, formule e concetti. È a questi che intendiamo dedicare gli approfondimenti qui tratteggiati, a preferenza dei metodi (ma anche espedienti) sovente indispensabili per ottenere uno schema che, oltre ad essere descrittivo, interpretativo e/o previsionale, sia, sopra ogni cosa, funzionante e credibile.

Nel seguito si descriveranno la natura e la struttura di un plausibile modello matematico di motore a combustione interna ad accensione per scintilla, corredato da un modello semplice, ancorché non banale, di veicolo.

Gli obiettivi specifici perseguiti nella stesura e nella "calibrazione" di questo modello sono stati fondamentalmente due:

- In primo luogo, disporre di un modello matematico di un motore a combustione interna può consentire di verificare, mediante simulazione software, la corretta esecuzione dei compiti “logici” affidati alla elettronica di controllo motore.
- Il secondo intento (più ambizioso, ma anche più attraente) è costituito dal desiderio di "predire" l'evoluzione temporale delle grandezze caratteristiche (interne e di uscita) dell'intero sistema veicolo a partire

dalla conoscenza dei profili temporali delle variabili di ingresso, indipendentemente dalla effettiva disponibilità di sensori dedicati.

II.2 IPOTESI DI BASE DEL MODELLO

Le parti costituenti la linea di trazione di un veicolo sono state identificate (e concettualmente separate) nel propulsore, riguardato come generatore di coppia motrice, e nella driveline, intesa come l'insieme dei sistemi dedicati alla trasmissione di coppia e di moto, dalla frizione alle ruote (e viceversa).

All'interno del motore si è scelto di distinguere, alla stregua di sottosistemi separati e degni di "vita propria", il collettore di aspirazione (comprensivo di corpo farfallato), il collettore di scarico e l'unità di controllo elettronico (alias "centralina" O ECU: ELECTRONIC CONTROL UNIT, come visto in precedenza) del motore. Quest'ultimo sottosistema è stato dotato di un numero piuttosto esiguo di funzioni (se confrontato con quelle implementate in una moderna centralina di controllo motore); si tratta di una scelta deliberata, derivante dalla constatazione che, al giorno d'oggi, motore e centralina di controllo motore sono parti di un progetto unico e coordinato.

Giacché, invece, in questa sede si è incentrata l'attenzione sul propulsore, alla sua unità di controllo è stata conferita una importanza subordinata: al suo interno trovano spazio le sole funzioni "indispensabili" per il funzionamento (forse addirittura il "sostentamento") autonomo del motore (dosatura "statica" del combustibile, controllo del minimo, gestione dei sincronismi "estrinseci" del motore, anticipo statico), ma non quelle "di base" o "avanzate" (controllo del titolo, dell'anticipo e della detonazione, controllo della fasatura, controllo di coppia, diagnosi e recovery).

Il motore vero e proprio è stato modellato come una schiera (vettoriale) di cilindri, dotati di aperture (le valvole).

Dal punto di vista fenomenologico i sottosistemi fisici costituenti l'intero modello sono stati ricondotti alle seguenti tipologie:

- capacità (collettore di aspirazione, cilindri, collettore di scarico);
- orifizi (corpo farfallato, bypass aria, valvole);
- sistemi geometrici (manovellismo di spinta, trasmissione e cambio);
- sistemi dinamici inerziali di tipo meccanico (frizione, masse volaniche equivalenti, alberi di trasmissione, masse in moto alternativo);
- sistemi "logici" (sincronismi di fasatura intrinseca del motore, discriminatori di verso per le portate attraverso gli orifizi, ECU);
- sistemi eterogenei in equilibrio dinamico (fuel film);
- combustione.

Il modello di veicolo è di tipo esclusivamente “longitudinale”, giacché descrive la cinematica del veicolo utilizzando un’unica coordinata spaziale.

Lo “stato” operativo del propulsore e dell’intero veicolo è descritto da variabili macroscopiche misurabili di tipo scalare (pressioni, portate, velocità angolari, coppie, accelerazioni, temperature).

I singoli sottosistemi, al pari dell’intero sistema, sono stati modellati come sistemi a costanti concentrate.

Si tratta di una scelta (con tutte le approssimazioni che ne conseguono) da ritenere ampiamente accettabile anche alla luce della sperimentazione condotta (e normalmente realizzabile) e della disponibilità di dati.

I vantaggi che discendono dall’approccio a costanti concentrate sono numerosi, quali ad esempio:

- semplicità del modello stesso e della sua simulazione, praticabile anche con strumenti applicativi di tipo general purpose (MATLAB/Simulink)
- possibilità di stabilire dualità ed analogie con sistemi elettrici omologhi, utilissime soprattutto in chiave descrittiva ed interpretativa
- disponibilità immediata di formule ed equazioni bene assestate ed accettate in letteratura
- facilità di strutturazione modulare del modello.

Il cuore del modello motore è costituito dal modello del cilindro (descritto dalle equazioni dei paragrafi successivi), opportunamente interfacciato con altri sottosistemi (in particolare, i collettori di aspirazione e di scarico, nonché la trasmissione).

II.3 STRUTTURA DEL MODELLO

La scelta di adottare un approccio “a costanti concentrate” ha consentito di riguardare il motore al pari di un circuito elettrico, come quello rappresentato nella figura seguente.

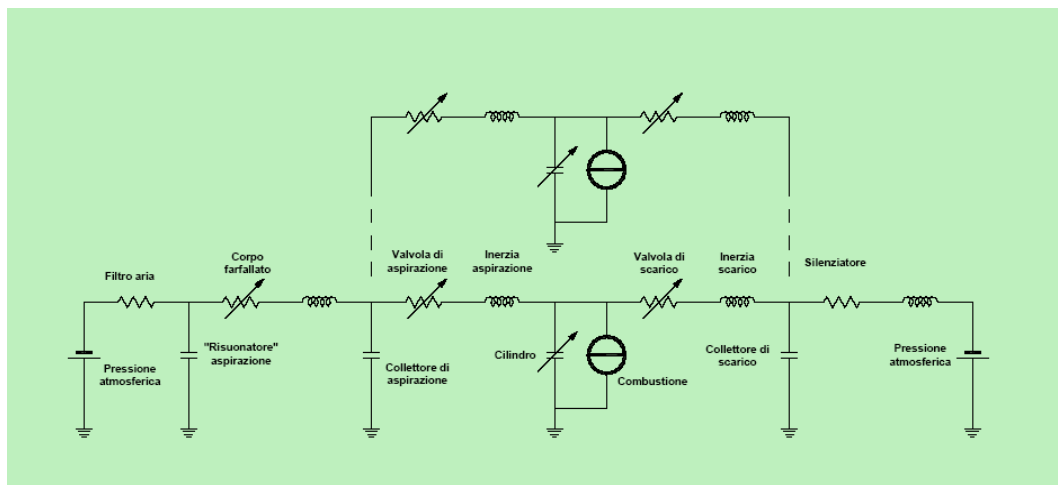


Figura 2.1 – Schema base del modello

Si tratta di uno schema di notevole ausilio interpretativo, mirato alla conservazione della congruenza “fluidica” dell’intero modello (e di ognuna delle numerose sue parti), ciò che ha costituito intento preciso ed esplicito. Nella Figura 2.1 sono stati raffigurati gli effetti inerziali delle colonne d’aria, rappresentabili alla stregua di induttanze che, a rigore, dovrebbero essere non lineari, al pari di tutti i componenti equivalenti raffigurati, in serie a ciascuna delle resistenze.

Ancora, sarebbe possibile abbinare, a quello testé sommariamente descritto, altri schemi puramente resistivi, destinati a rappresentare, ad esempio, gli equivalenti elettrici degli scambi termici.

Non sembra, tuttavia, possibile ricondurre ad alcun equivalente elettrico il modello nella sua interezza termodinamica.

Si è cercato, per quanto possibile, di preservare la “modularità” e la “vettorialità” del modello stesso, articolandolo in una struttura gerarchica di sistemi e sottosistemi.

Ne sia testimonianza il fatto che, allo stato attuale, il modello consente di gestire un numero qualsiasi di cilindri, poiché la limitata tipologia di equazioni da considerare ha consentito di costruire buona parte del modello per semplice estensione vettoriale.

È qui opportuno aprire una parentesi sulla strutturazione e sulla modularità che l’ambiente Simulink prevede (e consente) per gli schemi a blocchi.

La strutturazione e la modularità di un modello hanno molte affinità con i corrispondenti concetti di strutturazione e modularità del software.

Un sistema complesso, caratterizzato da una apprezzabile numerosità di parametri (come avviene nel caso in esame), è suscettibile di due tipologie di approccio nella implementazione Simulink:

- . approccio “masked”;
- approccio “m-file”.

Nel primo tipo di approccio i parametri dei sottosistemi che si ripetono (capacità, orifici, sistemi massa/molla, attriti) sono racchiusi in maschere che li contengono e, nel contempo, ne “nascondono” i nomi. Lo “scope” dei parametri ne riesce rigidamente disciplinato, con i conseguenti vantaggi e svantaggi.

Al vantaggio di evitare, fin dall’origine, ogni possibile effetto collaterale connesso alla omonimia tra parametri, si contrappone lo svantaggio della impossibilità di condividere, tra sottosistemi differenti, ogni parametro che non sia definito in una maschera di livello immediatamente superiore.

Con l’aggravante che, quand’anche si definisca un parametro comune a più sottosistemi di pari livello, il suo nome deve essere esplicitamente presente nella maschera di ciascuno ed esservi esplicitamente assegnato.

Ancora, più sottosistemi identici possono essere duplicati in modo semplice ed immediato, senza temere alcun effetto indesiderato; congiuntamente, ciascun singolo parametro ha la caratteristica di essere circoscritto al solo sottosistema “proprietario”, ed è, quindi, facile da isolare (concettualmente e funzionalmente) e da variare, anche nel corso di una stessa simulazione (sia pure con la dovuta attenzione, legata alla limitata trasmissione dei valori dei parametri al solo livello immediatamente subalterno).

L’approccio di tipo m-file raccoglie in un unico file la totalità dei parametri di un modello, ma costringe a caratterizzare, con nomi differenti, parametri omologhi di sottosistemi ripetuti.

La presenza di un’unica area comune per tutti i parametri (il workspace di MATLAB) espone a molti rischi, legati, tra l’altro, alla condivisione della medesima area tra i parametri del modello ed altre variabili estranee al modello.

Quantunque si possa sorvolare sul “disturbo” dovuto alla “distribuzione” di un modello su (almeno) due files (uno costituito dallo schema a blocchi, l’altro costituito da un file di testo), ne consegue la tendenza a “nascondere” la funzionalità, propria dei parametri, all’interno del loro nome, svincolando i parametri dal file modello, relegandoli in un file di testo. La numerosità di parametri simili costringe, inoltre, a spostare molta dell’attenzione sul nome del parametro, distogliendola dalla funzione

“operativa” del parametro stesso (concettualmente abbinata al sottoschema a blocchi cui appartiene), il quale ultimo, per giunta, non può essere variato “run-time”; ne consegue, anzi, la necessità di salvare l'm-file dopo ogni variazione di qualche parametro ed immediatamente prima del “lancio” della simulazione.

Resta, indubbiamente, il vantaggio/svantaggio di circoscrivere la totalità della parametrizzazione di un modello in una unica “zona concettuale” (l'm-file, appunto) anziché in più differenti “zone funzionali” (i sottosistemi).

I due approcci sono, per molti versi, antitetici e, in buona parte, non compatibili, per quanto siano realizzabili schemi e strutture “ibride” a diversi livelli di contaminazione.

Probabilmente non è possibile pronunciarsi con assoluta certezza ed imparzialità a favore dell'uno o dell'altro tipo di approccio, giacché ciascuno è dotato di caratteristiche peculiari, le quali possono costituire (ovvero essere ritenute) dei pregi e dei difetti.

Nel modello che qui si presenta è stata scelta la strada del masking.

Quando il livello di complessità di un prodotto di ingegno supera certi limiti, la scomposizione e “strutturazione” del “macrosistema” in sottosistemi più semplici diventa obbligatoria. È un concetto ben noto a chi si occupa di progettazione e gestione (di software e di hardware), alle cui regole non sfugge il modello che qui si descrive.

Nel corso della realizzazione del modello particolare attenzione è stata posta all'uopo di evitare che:

- un sottosistema, pur conservando la propria leggibilità, occupasse uno spazio maggiore di quello consentito da una singola schermata;
- all'interno di un sistema, a qualsiasi livello di “nesting”, fossero presenti intrecci di linee a discapito della leggibilità parziale o complessiva.

Ogni metodo è stato utilizzato per garantire il rispetto, invero non necessario, delle regole formali testé esposte.

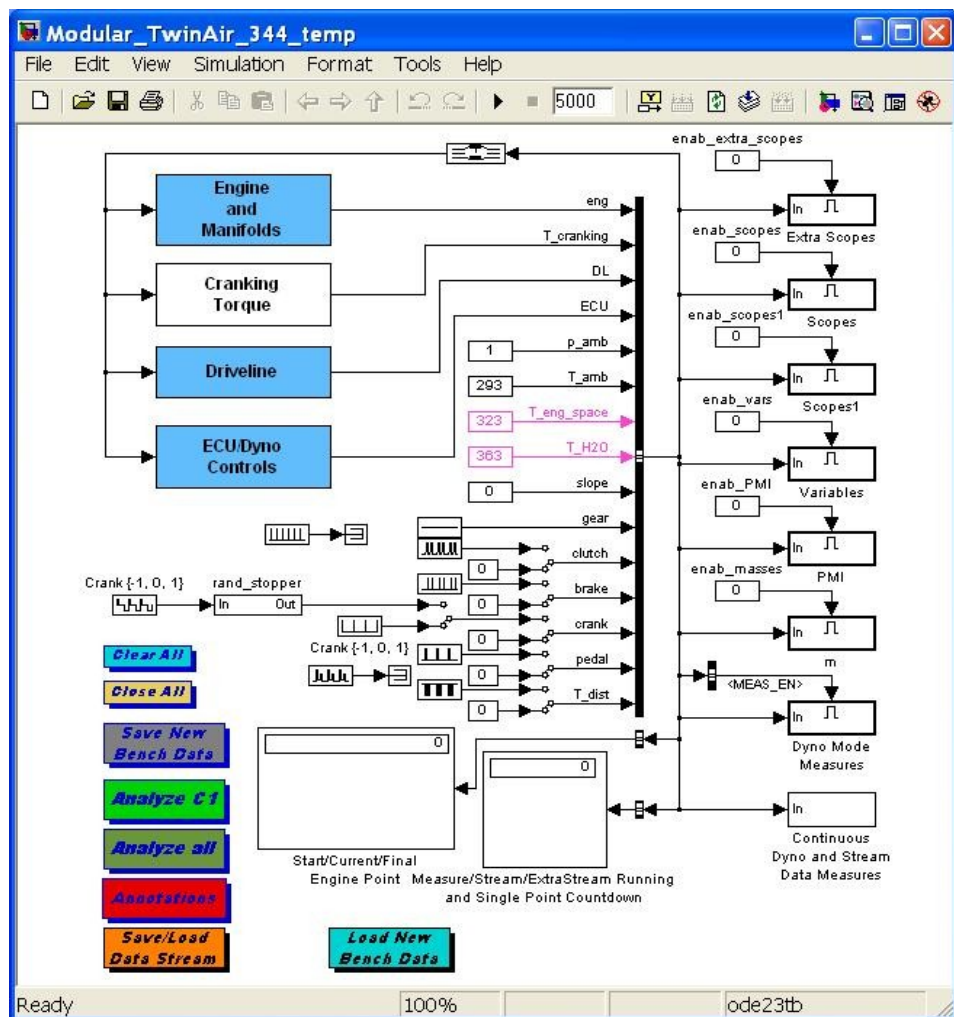
Piace qui sottolineare l'utilizzo dei blocchi funzionali di tipo “mux” e “bus selector”.

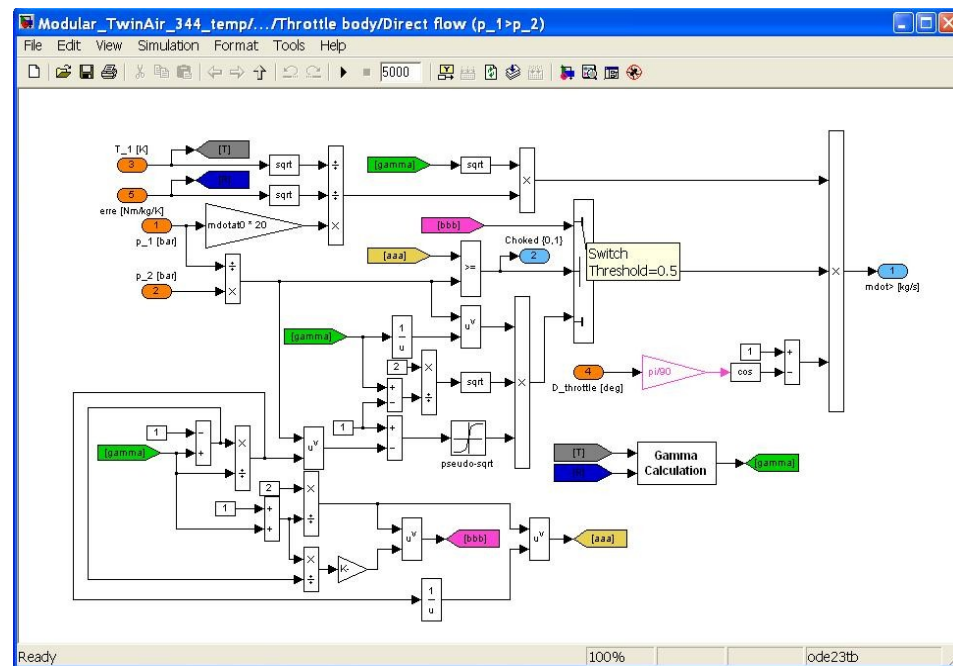
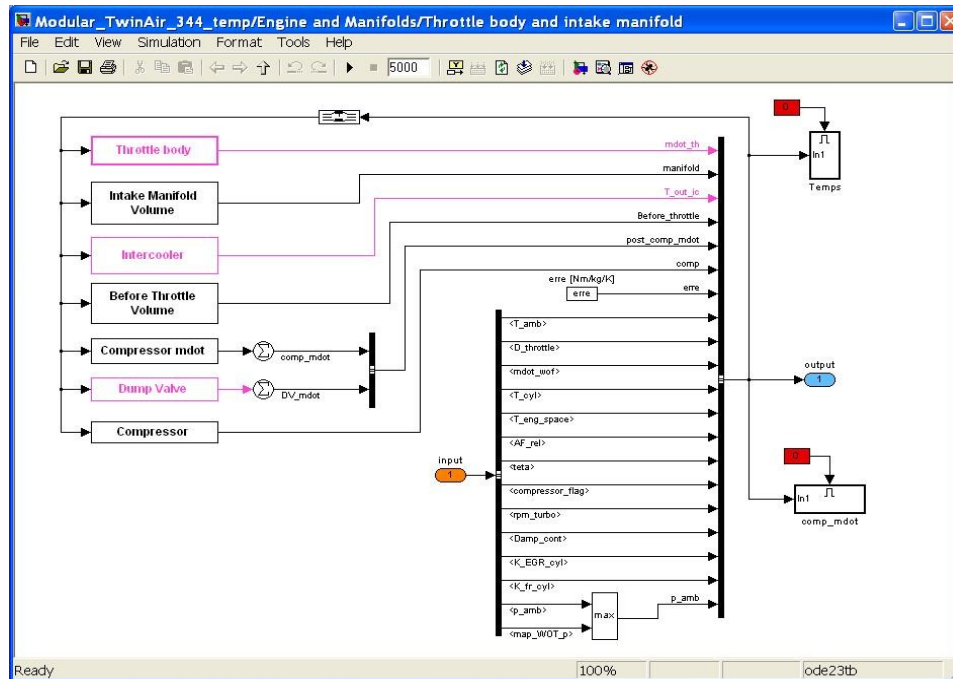
Questi accorgimenti non rispondono ad esigenze puramente esteriori, bensì estetiche.

Il vantaggio che si ottiene è la disciplina rigorosa e visivamente percettibile dell'intero flusso dei dati, abbinato ad una intrinseca “modularità” che ben si sposa con le scelte relative alla disciplina del flusso dei parametri.

Il prezzo da pagare, è duplice ed alquanto elevato, giacché la stesura dei blocchi è resa piuttosto macchinosa e non immediata, con l'aggravante che le versioni di Simulink successive alla 3.0.1 non consentono né l'importazione del modello, né (cosa ancor più grave) il metodo stesso con cui i blocchi “mux” e “bus selector” sono stati utilizzati.

Nelle figure seguenti è mostrato quanto appena descritto; in particolare è da notare la leggibilità dei vari blocchi nonché la totale assenza di intrecci di linee.





Function Block Parameters: Engine and Manifolds

Subsystem (mask)

Parameters

Cylinder Number:
num_cil

Strokes
num_strokes

Fuel type: Petrol

Injection Type: Ideal Injection

☐ Burning Time Cyclic Scattering

☐ Efficiency Cyclic Scattering

Burning Mode: Fixed Value

Fixed Burn Duration:
48

Latency Gain [Cr_deg/RPM]
5.66e-4*0

Latency Offset [Cr_deg]:
11.5*0

Heat Release Parameters [?]:
[1.4 6] * 0 + [3 5]

☐ Turbo

☐ Compressor

☒ Post Combustion during Scavenging

☐ Double Exhaust Manifold

☒ Valvetrain Torque Calculation Enabling

Intake Valve Equivalent Mass [kg]:
0.1

Exhaust Valve Equivalent Mass [kg]:
0.1

k_el [N/mm]:
16

k_pc [N*1000]:
160

☐ EGR Lobe?

OK Cancel Help Apply

II.4 CONSIDERAZIONI NUMERICHE

Prima di addentrarci nel dettaglio della descrizione del modello, si ritiene qui opportuno, ricordare alcuni concetti fondamentali di analisi numerica riferiti, in particolar modo, alla integrazione numerica delle equazioni differenziali ordinarie.

La risoluzione numerica delle equazioni differenziali alle derivate ordinarie si riconduce, quasi sempre, alla “propagazione” delle corrispondenti condizioni iniziali lungo intervalli di integrazione (step) di lunghezza finita (stepsize), nel rispetto delle equazioni stesse.

La scelta del passo di integrazione deve soddisfare due esigenze contrastanti:

- Un passo di integrazione “piccolo” può, verosimilmente, condurre (benché non sempre) ad una maggiore accuratezza della soluzione ottenuta, ma produce (SEMPRE) un incremento del tempo di calcolo complessivo necessario alla simulazione;
- Un passo di integrazione “grande”, al contrario, accelera la simulazione, ma conduce (spesso) ad un peggioramento dell'accuratezza.

Si ritiene che la scelta di un adeguato ed intelligente passo di integrazione sia di fondamentale importanza ai fini di una corretta e significativa risoluzione.

Come principio di carattere generale é interessante osservare che una scelta adeguata non può essere quella che prevede l'utilizzo di un passo di integrazione costante; il quale ultimo, infatti, per quanto possa essere stato scelto sulla base della conoscenza a priori delle dinamiche intrinseche del sistema oggetto di studio, non può essere anche "adeguata".

Più banalmente, perché non scegliere un passo di integrazione variabile? Quali controindicazioni potrebbero scaturire da una siffatta scelta? È ben difficile rispondere, presumendo di confutare la scelta di un passo variabile quando non si conosce il tipo di logica sotteso nelle routine di scelta della dimensione variabile del passo di integrazione.

L'integrazione a passo variabile ha due non trascurabili pregi:

- In primo luogo l'integrazione a passo variabile non pone di fronte al bivio tra rapidità ed accuratezza di calcolo
- L'utilizzazione di un passo variabile di integrazione (con backtrack), costituisce, di fatto, l'unico modo di definire, quantitativamente ed in maniera sensata, l'accuratezza (non la precisione) dei risultati ottenuti.

Le considerazioni precedenti sono da ritenersi valide per qualsiasi modello matematico dotato di dinamica spaziale o temporale (ossia descritto da equazioni differenziali).

Capita sovente che la complessità dei fenomeni da modellare conduca a sistemi di ordine “elevato”, costituiti da sottosistemi che interagiscono tra loro in modi complessi e diversificati.

Più spesso di quanto non si creda, poi, i sottosistemi costituenti si retroazionano variamente. Non occorre essere dei grandi conoscitori della teoria dei sistemi per accettare la circostanza che le dinamiche intrinseche di ciascun sottosistema (atteso che le si conosca) possano essere fortemente alterate dalle interazioni tra di essi, in modo da riuscire, di fatto, prevedibili solo in modo assai approssimativo. Si può verificare allora che alcune parti (sottosistemi) del sistema complessivo siano caratterizzate da dinamiche molto più “lente” (o, reciprocamente, molto più “veloci”) di quelle di altre parti. Sistemi contraddistinti dalla contemporanea presenza di dinamiche “lente” e “veloci” sono denominati, in gergo, sistemi “stiff”. Per essi la scelta del tipo di logica con cui variare il passo di integrazione assume importanza tale da meritare addirittura metodi di risoluzione appositamente studiati.

Al cospetto di problemi di tipo “stiff” la scelta di un metodo di integrazione inadeguato costituisce una colpa relativamente lieve (riconoscere la natura “stiff” di un problema non è quasi mai immediato).

L'integrazione di un modello matematico e di un sistema di controllo è una operazione ingegneristica che richiede di mediare (o, addirittura, “negoziare”) le scelte dei tempi di campionamento.

Il deterioramento prestazionale che il funzionamento reale del sistema controllato potrà esibire rispetto alle attese (anche a valle delle migliori possibili operazioni di modellazione e progettazione del controllo) è strettamente legato alla attenzione che si porrà nella scelta del tempo di campionamento del controllore. Con l'aggravante che oggi, in molti controllori, si cerca di integrare parti del modello, rischiando di confondere i concetti di tempo di campionamento e di intervallo di simulazione.

CAPITOLO III

EQUAZIONI E RELAZIONI UTILIZZATE

Nei paragrafi seguenti sono raccolte le relazioni ed equazioni con cui si è inteso caratterizzare ciascuno dei “sotto-sistemi” costituenti l’intero modello. Sono, altresì, esposte alcune relazioni non direttamente riconducibili ad un vero e proprio sistema fisicamente delimitabile, bensì riferibili a fenomeni di importanza comunque rilevante ai fini della descrizione complessiva (combustione, ricircolo...).

III.1 EQUAZIONI DELLA CAPACITÀ

Le equazioni utilizzate per descrivere l’andamento temporale della pressione e della temperatura del gas contenuto all’interno di una capacità costituiscono una estensione [8] di quelle riportate in [1]. Per la loro deduzione si rimanda all’Appendice 1.

$$(1) \quad \begin{cases} \dot{p} = \frac{R\gamma}{V} \left[\sum_i \dot{m}_i T_i - T \sum_j \dot{m}_j + \frac{\gamma-1}{R\gamma} \dot{Q}_{ext} - \frac{p\dot{V}}{R} \right] + \frac{p\dot{R}}{R} \\ \dot{T} = \frac{RT\gamma}{pV} \left[\sum_i \dot{m}_i T_i \left(1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T}{T_i} \right) - T \sum_j \dot{m}_j \left(1 - \frac{1}{\gamma} \right) + \frac{\gamma-1}{R\gamma} \dot{Q}_{ext} - \frac{p\dot{V}}{R} \left(1 - \frac{1}{\gamma} \right) \right] \\ \dot{Q}_{ext} = h_1 A(\theta)(T_{sl} - T) + h_2 A_b(T_{sb} - T) + m_{fuel} \bar{\eta}_{cb}(\lambda, RPM, map) \bar{S}(\theta, RPM, map) Q_{HV} \end{cases}$$

In esse figurano le seguenti variabili:

- p pressione del gas nella capacità;
- T temperatura del gas all'interno ed all'uscita della capacità;
- T_i temperatura del gas i-esimo in ingresso;
- $T_{sl}; T_{sb}$ temperatura degli ambienti con cui il gas scambia calore;
- \dot{m}_i i-esima portata massica in ingresso alla capacità;
- \dot{m}_j j-esima portata massica in uscita alla capacità;
- \dot{Q}_{ext} calore scambiato tra capacità ed ambiente;

ed i seguenti parametri:

- V volume della capacità
- θ angolo di manovella
- γ rapporto dei calori specifici cp/cv
- R costante del gas

- h_i coefficienti di scambio termico tra capacità ed ambiente
- m_{fuel} massa di combustibile presente nel gas
- Q_{HV} potere calorifico inferiore del combustibile
- $\overline{\eta_{cb}}$ rendimento di combustione
- λ rapporto aria/combustibile relativo
- \overline{S} profilo di rilascio termico

Le relazioni (1) sono state utilizzate, nella loro interezza, per modellare la generazione di pressione (quindi di coppia) a partire dall'interno di ciascun cilindro.

Riteniamo qui opportuno soffermarci sulla sola terza equazione.

Per i cilindri, i termini di scambio termico sono tre. I primi due termini corrispondono allo scambio termico del gas con (o attraverso) le superfici, laterale e di base, del cilindro (a temperatura T_{sl} e T_{sb} , rispettivamente); l'area "esposta" dipende, per il solo primo addendo, dall'angolo di manovella θ .

Il terzo termine di scambio termico, invece, corrisponde al rilascio termico connesso alla combustione, dipendente dal rapporto aria/combustibile e dall'angolo di manovella.

Per quanto riguarda i collettori di aspirazione e scarico, le relazioni (1) sono state semplificate, in virtù della costanza di volume (la cui derivata scompare dalle prime due equazioni) e della semplificazione nella equazione di scambio termico (il cui secondo membro si riduce ad un solo addendo della terza equazione, la quale ultima non prevede più, ovviamente, alcuna dipendenza dall'angolo di manovella).

III.2 EQUAZIONI DELL'ORIFIZIO

Nel modello sono state incluse due tipologie di “strozzature” per la portata, nel seguito denominate orifici (in accordo con la terminologia presente in letteratura), responsabili delle perdite di pressione lungo il percorso del gas.

È il caso di notare che si tratta di equazioni a parametri concentrati, peraltro adatte, con le opportune cautele interpretative, a descrivere anche gli effetti di perdite di carico distribuite.

Il primo tipo di descrizione funzionale dell'orifizio (mutuato dall'appendice C di [2]) è stato qui adottato per la modellazione delle valvole di aspirazione e scarico, nonché per il condotto di bypass aria e per la tubazione di uscita del collettore di scarico.

$$(2) \quad \begin{cases} \dot{m}_{choked} = \frac{C_D A_T p_o}{\sqrt{RT_o}} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \\ \dot{m}_{not_choked} = \frac{C_D A_T p_o}{\sqrt{RT_o}} \left(\frac{p_T}{p_o} \right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_o} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \end{cases}$$

In esse figurano le seguenti variabili:

- \dot{m}_{choked} portata massica in condizioni di flusso sonico
- \dot{m}_{choked_not} portata massica in condizioni di flusso non sonico
- p_o pressione a monte dell'orifizio
- p_T pressione a valle dell'orifizio
- T_o temperatura del gas
- C_D coefficiente di perdita
- A_T sezione di efflusso

ed i seguenti parametri:

- γ rapporto dei calori specifici cp/cv
- R costante del gas

Il secondo tipo di orifizio è stato adottato per la modellazione del solo corpo farfallato, seguendo le indicazioni reperite in [1]. Se ne ottengono le seguenti relazioni:

$$(3) \quad \left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_{at} = \dot{m}_{at1} \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} \beta_1(\alpha) \beta_2(p_r) \\ \beta_1(\alpha) = 1 - \alpha_1 \cos(\alpha) + \alpha_2 \cos^2(\alpha) \\ \beta_2(p_r) = \begin{cases} 1; p_r < p_c \\ \frac{1}{p_n} \sqrt{p_r^{p_1} - p_r^{p_2}}; p_r \geq p_c \end{cases} \\ p_r = p_i / p_0 \\ p_c = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(1/(p_2 - p_1))} \\ p_n = \sqrt{p_c^{p_1} - p_c^{p_2}} \\ \alpha_1 = 1.4073; \alpha_2 = 0.4087; p_1 = 0.4404; \\ p_2 = 2.3143; p_n = 0.7404; p_c = 0.4125 \end{array} \right.$$

In esse figurano le seguenti variabili:

- \dot{m}_{at} portata massica a livello della valvola a farfalla
- p_0 pressione a monte della valvola a farfalla
- T_0 temperatura a monte della valvola a farfalla
- α angolo della valvola a farfalla
- p_i pressione a valle della valvola a farfalla

ed il seguente parametro:

- \dot{m}_{at1} parametro del corpo farfallato

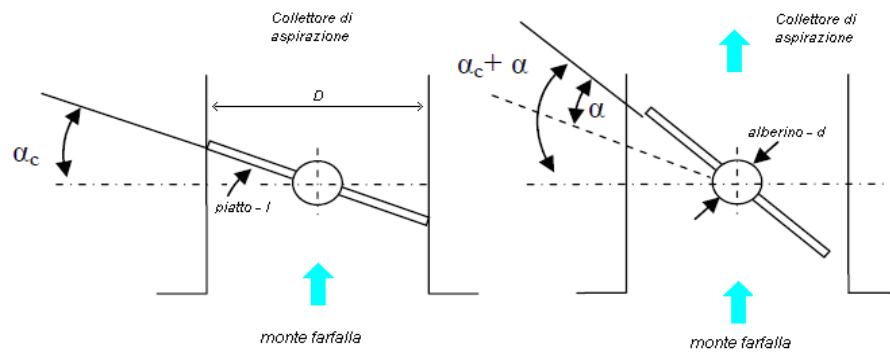


Fig. 3.1 – Schematizzazione valvola a farfalla

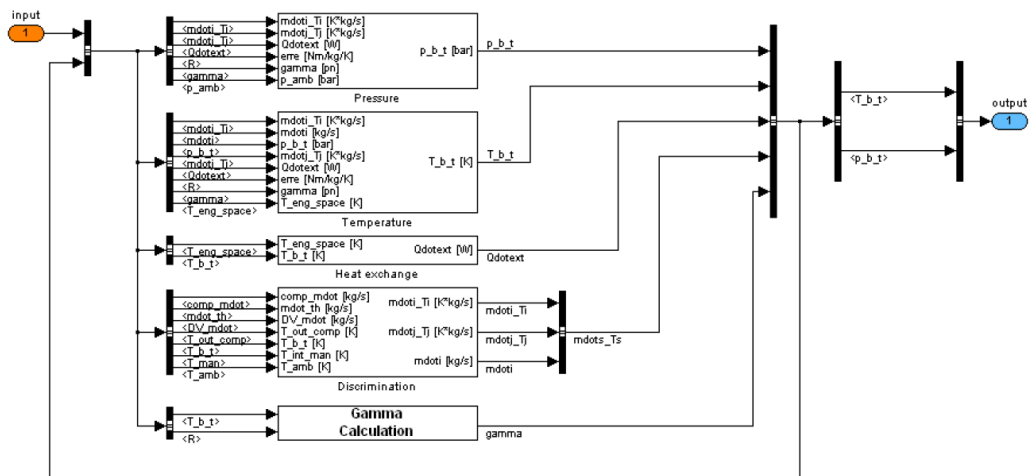


Fig. 3.2 – Modello Simulink del volume di monte farfalla

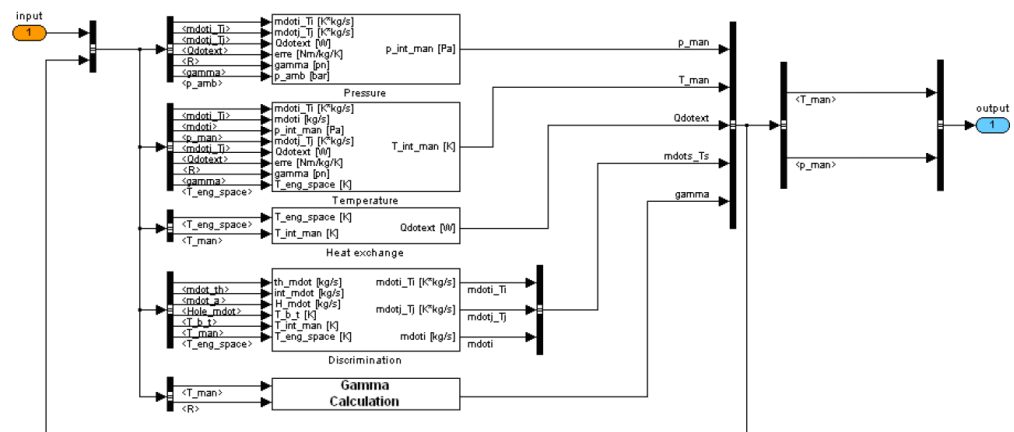


Fig. 3.3 – Modello Simulink del collettore di aspirazione

Gli ingressi delle precenti figure sono catalogati nella tabella seguente

Segnale di ingresso	Descrizione	Modello di utilizzo
$comp_mdot$	Portata di sovralimentazione da compressore (o da ambiente)	Volume monte farfalla
DV_mot	portata attraverso la dump valve	Volume monte farfalla
T_out_comp	temperatura aria in uscita al compressore	Volume monte farfalla
T_amb	temperatura ambiente	Volume monte farfalla
T_man	temperatura interno collettore	Volume monte farfalla
p_amb	Pressione ambientale	volume monte farfalla + collettore di aspirazione
$T_eng_space (= T_e)$	Temperatura motore	collettore di aspirazione
T_b_t	Temperatura monte farfalla	volume monte farfalla + collettore di aspirazione
$mdot_th$	Portata di aria attraverso la valvola a farfalla	volume monte farfalla + collettore di aspirazione
$Hole_mdot$	Portata d'aria in presenza di un buco del collettore di aspirazione	collettore di aspirazione
$erre$	Costante dell'aria	volume monte farfalla + collettore di aspirazione
$mdot_a$	Portata d'aria aspirata dal motore	collettore di aspirazione

In uscita i due modelli forniscono rispettivamente p_{bth} , T_{bth} , p_{man} e T_{man} : nelle applicazioni reali questi valori sono rilevabili attraverso opportuni sensori dedicati alla loro *misurazione diretta*.

III.3 EQUAZIONI DEL MANOVELLISMO DI SPINTA

Le equazioni del manovellismo hanno il duplice intento di descrivere la geometria del cinematismo e la trasmissione di coppia [3]. Per quanto concerne la descrizione geometrica, dette equazioni sono state utilizzate nella seguente veste:

In esse figurano le seguenti variabili:

$$(4) \quad \begin{cases} V(\theta) = V_{mm} + \frac{\pi D_m^2 C_m}{8} (1 + \mu - \cos \theta - \sqrt{\mu^2 - \sin^2 \theta}) \\ \dot{V}(\theta) = \frac{\pi D_m^2 C_m}{8} \dot{\theta} \sin \theta \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\mu^2 - \sin^2 \theta}} \right) \end{cases}$$

- $V(\theta)$ volume a disposizione del gas
- $\dot{V}(\theta)$ variazione (derivata) del volume a disposizione del gas
- V_{mm} volume della camera di combustione (volume morto)
- D_m alesaggio
- C_m corsa
- μ rapporto biella/manovella

Per quanto concerne, invece, la trasmissione di coppia, ad opera del manovellismo, si è utilizzata la seguente relazione ([3], [5]):

$$(5) \quad T = \frac{\pi D_m^2 C_m}{8} (p - p_b) \sin \theta \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\mu^2 - \sin^2 \theta}} \right)$$

In essa figurano le seguenti variabili:

- T coppia motrice istantanea
- p pressione del gas
- p_b pressione nel basamento (pari alla pressione atmosferica)

Allo scopo di rendere più verosimile il profilo istantaneo di coppia motrice, si è tenuto conto del contributo ad essa fornito dalle forze di inerzia.

È opportuno sottolineare che le forze di inerzia, legate alle masse in moto alternativo, sono state tenute in conto esclusivamente ai fini del loro contributo istantaneo sulla coppia motrice; il problema, ben più ampio, del bilanciamento del motore non è stato affrontato.

L'equazione adottata per la descrizione della dinamica di generazione di coppia, comprensiva delle forze di inerzia, è la seguente:

$$(6) \quad \left\{ J_1 + \left[r \cdot \sin \theta \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\mu^2 - \sin^2 \theta}} \right) \right]^2 (m_1 + m_2) \right\} \dot{\omega} =$$

$$= r \cdot \sin \theta \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\mu^2 - \sin^2 \theta}} \right) \left\{ (p - p_b) \frac{\pi D_m^2}{4} - (m_1 + m_2) \omega^2 r \left[\cos \theta + \frac{\mu^2 \cos 2\theta + \sin^4 \theta}{(\mu^2 - \sin^2 \theta)^{3/2}} \right] \right\}$$

In essa figurano le seguenti variabili:

- m_1 massa del pistone completo
- m_2 massa pari, all'incirca, ad 1/3 della massa della biella

La deduzione, descritta nell'appendice 2, ha preso spunto da quanto riportato in [3] e [5].

III.4 EQUAZIONI DELLA TRASMISSIONE, DEL CAMBIO, DELLA FRIZIONE E DEL FRENO

Il cambio di velocità realizza, in ipotesi di rendimento meccanico unitario, la simultanea moltiplicazione della velocità (e , rispettivamente, di coppia) secondo un valore numerico che è l'esatto reciproco del valore numerico secondo cui si trasmette coppia (o , rispettivamente, velocità).

La "trasformazione" subita dai momenti di inerzia è retta dal quadrato del rapporto di riduzione, secondo relazioni ovvie e ben note, che qui non si riportano.

Si preferisce, piuttosto, dedicare qualche approfondimento alla frizione ed al freno.

La frizione è un organo meccanico cui è demandato il compito della trasmissione (bilaterale) di coppia e movimento tra alberi rotanti.

La modellazione che qui si è scelta è alquanto originale, sicché si è scelto di dedicare ad essa una descrizione adeguatamente ampia.

Nella esemplificazione che segue, la descrizione è stata schematizzata individuando due volani, ciascuno soggetto a due tipologie di coppie:

- una coppia motrice, eventualmente abbinata ad una resistenza passiva, propria di ciascun volano
- una coppia "di innesto" legata all'intervento della frizione

Le equazioni seguenti descrivono la dinamica ipotizzata:

$$(7) \quad \begin{cases} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = T_1 - \sigma_1 \omega_1 - \xi T_f \\ J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = T_2 - \sigma_2 \omega_2 + \xi T_f \end{cases}$$

In esse il coefficiente ξ , variabile da 0 ad 1, quantifica l'intervento della frizione, "modulando" l'entità della coppia scambiata (ossia effettivamente trasmessa e ricevuta dai due volani in rotazione) tra il valore 0, cui corrisponde il completo disinnesto della frizione stessa, ed il valore 1, cui corrisponde il massimo possibile scambio di coppia (la cui entità è specificata nel seguito).

La scelta del segno abbinato al termine di scambio ξT_f dipende dalle convenzioni adottate, ma deve, in ogni caso, prevedere l'opposizione nelle due equazioni, in ossequio al principio di azione e reazione.

Nel caso in cui la frizione sia completamente disinnestata ($\xi = 0$), le equazioni (7) si disaccoppiano; ciascuno dei due volani evolve autonomamente.

Più articolato e complesso si presenta, invece, il caso in cui la frizione sia parzialmente o completamente innestata ($0 < \xi \leq 1$); ne segue la necessità di operare qualche distinguo.

In prima istanza, è opportuno notare come il valore del parametro di innesto ξ non possa essere raggiunto istantaneamente, bensì secondo un profilo temporalmente continuo. Si tratta di un particolare apparentemente ovvio e, forse, inessenziale, che meritava, comunque, una precisazione iniziale.

In secondo luogo, è indispensabile sottolineare che la condizione di massimo scambio di coppia ($\xi = 1$) non è detto si associ alla identità di velocità tra i due volani.

Per meglio chiarire questo aspetto occorre entrare, almeno in parte, nel dettaglio concettuale del funzionamento della frizione.

Possiamo riferirci, per semplicità, al caso in cui la trasmissione del moto tra i due volani avvenga direttamente tra questi ultimi per semplice pressione assiale reciproca.

Esisterà, cioè, un meccanismo “esterno” capace di spingere i due volani l’uno contro l’altro, “costringendoli” a scambiarsi coppia per il tramite di un coefficiente di attrito.

Pertanto, la coppia massima che potrà essere trasmessa (scambiata) tra i due volani nascerà per effetto della pressione reciproca. Questa coppia massima (cui corrisponde il valore unitario del parametro ξ) non può che essere caratterizzata da due valori distinti: uno, corrispondente all'attrito "dinamico", applicabile alle condizioni di slittamento (ossia di non identità delle velocità dei due volani) ed uno, corrispondente all'attrito "statico", applicabile alle condizioni di assenza di slittamento (identità tra le velocità dei due volani). Ne discendono le seguenti considerazioni.

Anzitutto, la massima coppia trasmissibile in condizioni di attrito statico non può che essere superiore alla massima coppia trasmissibile in condizioni di attrito dinamico.

Sembra, poi, evidente che le condizioni di assoluta identità delle due velocità possano instaurarsi nella sola ipotesi (condizione necessaria, ma non sufficiente) che la massima coppia trasmissibile in condizioni di attrito statico (non dinamico, si badi) sia maggiore della coppia che si desidera trasmettere.

In definitiva, il termine di coppia istantanea effettivamente scambiata tra i due alberi sembra piuttosto complesso da rappresentare.

Iniziamo, allora, a considerare l'ipotesi in cui si sia raggiunta la perfetta identità tra le velocità dei due volani:

$$(8) \quad \omega_1 \equiv \omega_2 \Rightarrow \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{d\omega_2}{dt}$$

Questa condizione (che, alla luce di quanto descritto, potrebbe essere stata raggiunta anche per valori del parametro ξ minori dell'unità) consente di calcolare, dalla (7), il valore della coppia trasmessa a regime:

$$(9) \quad \begin{aligned} \xi T_f &= \frac{1}{J_1 + J_2} [(T_1 - \sigma_1 \omega) J_2 - (T_2 - \sigma_2 \omega) J_1] \\ \xi T_f &= \frac{1}{J_1 + J_2} [T_1 J_2 - T_2 J_1 + (\sigma_2 J_1 - \sigma_1 J_2) \omega] \end{aligned}$$

I termini tra parentesi tonde al secondo membro costituiscono esattamente la somma di tutte le coppie agenti su ciascun volano ad eccezione del termine di coppia scambiata tramite la frizione stessa.

Per chiarire il significato e l'utilità della relazione (9) può essere opportuno qualche esempio.

Se il secondo membro della (9) è maggiore della massima coppia trasmissibile dalla frizione in condizioni di attrito statico T_{sm} , non c'è speranza che si stabiliscano condizioni di innesto a regime in assenza di slittamento, nemmeno per $\xi = 1$. Se, viceversa, il secondo membro della (9) è minore della massima coppia trasmissibile dalla frizione in condizioni di attrito dinamico T_{dm} , si può essere certi che la condizione di regime in assenza di slittamento si instaurerà, almeno per $\xi = 1$.

Ancora, se il secondo membro della (9) è pari al 40% della massima coppia trasmissibile dalla frizione in condizioni di attrito dinamico, le condizioni di assenza di slittamento si stabiliranno anche in corrispondenza di valori del parametro ξ minori dell'unità (ed, almeno, pari a 0.4).

Altro esempio significativo è quello in cui, partendo da condizioni di frizione innestata con assenza di slittamento, si richieda alla frizione di trasmettere una coppia maggiore della massima coppia trasmissibile in condizioni di attrito dinamico, ma minore della massima coppia trasmissibile in condizioni di attrito statico. In questo caso sembra ovvio che la frizione non debba consentire alcuno slittamento, così come lo slittamento deve, invece, procurarsi, ovemai si richieda, di trasmettere una coppia maggiore della massima coppia trasmissibile in condizioni di attrito statico.

Anche quest'ultima circostanza, però, deve prevedere il reinnesto senza slittamento qualora la coppia motrice del volano "trascinato" consenta, per altri motivi, il raggiungimento (anche soltanto istantaneo) della uguaglianza di velocità tra i due volani.

Resta da chiarire quale sia il comportamento di regime che si stabilisce quando il secondo membro della (9), pur essendo maggiore della massima coppia trasmissibile dalla frizione in condizioni di attrito dinamico, è, contemporaneamente, minore della massima coppia trasmissibile dalla frizione in condizioni di attrito statico.

Cerchiamo, allora, di mettere ordine nelle esemplificazioni addotte, definendo alcune condizioni logiche di innesto della frizione e le modalità di scambio di coppia in differenti condizioni di slittamento.

1. Il coefficiente ξ può ritenersi proporzionale alla pressione tra i due volani, normalizzata alla pressione massima.

$$\xi = p_{eff} / p_{max}$$

2. Se le velocità di rotazione dei due volani sono uguali e la coppia da trasmettere (secondo membro della (9)) è, in valore assoluto, minore del prodotto tra la massima coppia trasmissibile in condizioni di assenza di slittamento ed il parametro ξ , la frizione è certamente innestata e la coppia trasmessa è esattamente pari al secondo membro della (9).

$$(\omega_1 = \omega_2) \text{ AND } (|T| < \xi \cdot T_{sm}) \longrightarrow \text{coppia trasmessa} = (9)$$

3. Se le velocità di rotazione dei due volani non sono uguali, oppure la coppia da trasmettere (secondo membro della (8)) è, in valore assoluto, maggiore del prodotto tra la massima coppia trasmissibile in condizioni di assenza di slittamento ed il parametro ξ , la frizione non è innestata e la coppia trasmessa è pari, in valore assoluto, al prodotto tra il parametro ξ e la massima coppia trasmissibile in presenza di slittamento.

$$(\omega_1 \neq \omega_2) \text{ OR } (|T| \geq \xi \cdot T_{sm}) \Rightarrow \text{coppia trasmessa} = \xi \cdot T_{dm}$$

4. In tutte le altre circostanze lo “stato” della frizione (inteso come assenza o presenza di slittamento) deve restare immutato.

$$\textit{coppia trasmessa} = \textit{coppia trasmessa all'istante precedente}$$

Al fine di “raccordare” le condizioni di regime da raggiungere con le condizioni dinamicamente variabili di funzionamento della frizione, si è qui deciso di conferire a queste ultime condizioni e relazioni il carattere della validità istantanea (e non più, quindi, soltanto validità a regime).

Ed è proprio in quest'ultimo tratto specifico che risiede l'originalità del modello proposto.

Non è difficile immaginare l'estensione delle considerazioni precedenti alla definizione di un freno.

(Si può pensare al caso in cui uno dei due volani abbia momento di inerzia infinito e velocità identicamente nulla).

III.5 EQUAZIONI DI SINCRONISMO

Il funzionamento del motore a combustione interna è regolato da un concatenamento di sincronismi che dipendono, oltre che dal numero di cilindri (ma non dall'ordine di accensione), da una serie di parametri geometrici e funzionali (fasatura delle valvole, anticipo di accensione), talvolta dinamicamente variabili, cui è affidata la discriminazione tra le fasi di funzionamento proprie del motore (aspirazione, compressione, combustione, espansione, scarico).

Nel modello che qui si presenta, si è scelta una gestione “centralizzata”, almeno in parte, di tutti i segnali di sincronismo “intrinseco” del motore, con due obiettivi:

- Lo smistamento, disciplinato e regolamentato, dei segnali di sincronismo ai soli sottosistemi effettivamente (o “elettivamente”) destinati a ricevere le corrispondenti informazioni;
- Un abbinamento, il più possibile “semplice”, con la struttura vettoriale dei cilindri (vedi oltre). Si è, tuttavia, preservata una distinzione (concettualmente importante, per quanto del tutto convenzionale) tra sincronismi “intrinseci” del motore (come quello della distribuzione, almeno nei motori privi di controllo sulla fasatura) e sincronismi “estrinseci” (come la gestione dell’anticipo

di accensione o della fasatura dell'iniezione), ossia affidati ad una unità elettronica di controllo. L'eventuale redistribuzione dei compiti di sincronismo, tra legami intrinseci del motore e funzioni di centralina, non presenta, peraltro, particolari problemi né pratici, né interpretativi.

In ogni caso si è predisposto quanto necessario a gestire una fasatura variabile indipendente per l'aspirazione e per lo scarico, con l'esplicito intento di valutare, in termini propriamente motoristici, l'impatto che i moderni sistemi di variazione di fase continui possono avere sul funzionamento, fluidodinamico e termodinamico, del motore.

È il caso di notare che la struttura del sottosistema è stata concepita anche in vista della adozione di fasature tempo-varianti.

Quanto ai profili di alzata delle valvole (utili per descrivere la parzializzazione dei corrispondenti orifici), si è inizialmente previsto di utilizzare una forma del tipo "ad S"; la scelta, per meri motivi di semplicità formale, è caduta sul profilo a coseno rialzato.

In seconda istanza si è dotato il modello della capacità di importare effettivi profili di alzata valvole, tabellati secondo criteri propriamente motoristici.

Resta a carico dell'unità di controllo motore la adozione istantanea (ovviamente opzionale) di anticipi, ritardi o variazioni di profilo della fasatura valvole.

III.6 EQUAZIONI DEL “FILM - FLUIDO”

Nel modello del motore si è fatta l'implicita ipotesi che l'iniezione di combustibile avvenga in maniera sequenziale fasata (rispetto al PMS di aspirazione) con un iniettore per ciascun cilindro.

L'iniezione “indiretta” di un combustibile liquido comporta la formazione di una miscela di fasi (liquida e vapore) in porzioni variabili al variare delle condizioni di funzionamento del motore.

Dal punto di vista qualitativo, il fenomeno consiste nella deposizione, sulle pareti dei condotti di aspirazione, di una parte del liquido iniettato (il più delle volte iniettato, per altri motivi, a valvola di aspirazione chiusa). Questa aliquota di combustibile (che, già di per se stessa, evolve liberamente nel tempo anche in assenza di perturbazioni, ossia inietate o aspirazioni) non è detto venga totalmente risucchiata nel cilindro, unitamente all'aria, durante la successiva fase di aspirazione.

Sembra, quindi, ragionevole immaginare che il fenomeno possa alterare in maniera significativa la dosatura effettiva rispetto a quella presunta o desiderata. Con l'aggravante che la stessa iniezione comporta, in una certa misura, la "polverizzazione" del combustibile iniettato, ossia la erogazione di una aliquota di combustibile che non dovrebbe essere qualificata alla stregua di liquido, essendo più simile ad un vapore.

Si delineano, insomma, due equilibri, che è bene ritenere distinti, per quanto interdipendenti:

- ♦ L'equilibrio dinamico delle fasi liquida e vapore, anche in assenza di iniezioni o aspirazioni;
- ♦ L'equilibrio dinamico "medio" decretato dalle condizioni "stazionarie" di funzionamento del motore.

Le descrizioni quantitative di questo fenomeno (noto in letteratura anche come "fuel film" o "wall wetting") sembrano mirate alla realizzazione di modelli "ai valori medi", nei quali i flussi (di aria e di combustibile), oltre a possedere elevati ordini matematici di continuità, non attingono mai valori nulli. È questa circostanza che ha indotto a non estendere dette descrizioni (si vedano, ad esempio, [6] e [1]) al modello qui presentato.

In mancanza di fonti autorevoli, si è scelto di adottare il modello descritto dalle seguenti equazioni:

$$(10) \quad \begin{cases} \dot{m}_l = \chi \dot{m}_{inj} - (k_l m_l - k_v m_v) - k_{lj} m_l \dot{m}_{int} \\ \dot{m}_v = k_l m_l - k_v m_v + (1 - \chi) \dot{m}_{inj} - k_{air} m_v \dot{m}_{int} \\ \dot{m}_{cyl} = \dot{m}_{int} (k_{lj} m_l + k_{air} m_v) \\ m_{cyl} = \int_{IVO}^{IVC} \dot{m}_{cyl} dt \end{cases}$$

In esse figurano le seguenti variabili:

- \dot{m}_l portata di combustibile liquido verso il deposito liquido
- χ aliquota liquida del combustibile iniettato

- \dot{m}_{inj} portata di combustibile dall'iniettore
- m_l massa di combustibile liquido depositata
- m_v massa di combustibile vaporizzata disponibile
- \dot{m}_v portata di combustibile vaporizzato verso il deposito vaporizzato
- \dot{m}_{int} portata di aria verso il cilindro
- m_{cyl} massa complessiva di combustibile aspirato

I parametri k_l , k_v , k_{lj} , e k_{air} , dotati delle appropriate dimensioni fisiche, vanno opportunamente calibrati.

Le ipotesi sottese al modello possono essere sintetizzate nelle seguenti considerazioni:

- ◆ la portata di combustibile verso il cilindro avviene per via indiretta, tramite i depositi in fase liquida e vaporizzata
- ◆ l'iniezione, di per se stessa, agisce incrementando istantaneamente ambedue le fasi (liquida e vapore) disponibili, in ragione del parametro χ
- ◆ l'aspirazione di aria, da parte del cilindro, agisce riducendo la disponibilità di combustibile sia in fase vapore, sia in fase liquida, in ragione proporzionale alla portata istantanea di gas attraverso la valvola di aspirazione

- ♦ la “velocità” di trasformazione dalla fase liquida a quella vapore (e, presumibilmente, anche viceversa) dipende dalla combinazione lineare (“pesata”) delle rispettive disponibilità
- ♦ il modello “consente” l’instaurarsi di ambedue le condizioni di equilibrio desiderate

Sembra, poi, abbastanza ragionevole affidare la calibrazione dei parametri k_l , k_v , k_{lj} , e k_{air} al confronto con modelli noti ([1] [6]) e, a loro volta, credibilmente calibrati.

L’applicazione del modello del film fluido resta, ovviamente, circoscritta al solo tipo di combustibile per cui esso è concepito (ossia la benzina). Ad ogni buon conto, è possibile “bypassare” il modello di film fluido (quando, ad esempio, si preveda di adottare combustibili diversi dalla benzina o, magari, sistemi di iniezione diretta o, ancora, per indagare le condizioni limite di iniezione “ideale”).

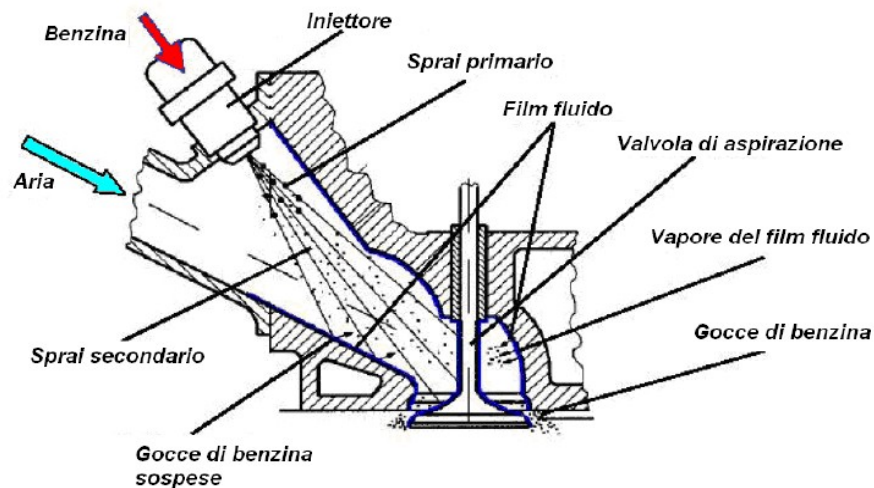


Fig. 3.4 – Schematizzazione del wall wetting

III.7 MODELLO DELLA COMBUSTIONE

La combustione costituisce il fenomeno di gran lunga più complesso da modellare e, congiuntamente, anche il più significativo. Il compromesso da affrontare è molteplice.

Da un lato, modelli più articolati possono consentire una maggiore accuratezza nel confronto tra dati sperimentali e previsioni modellate; dall'altro, modelli più semplici hanno possibilità di "calibrazione" più ristrette ma assai più rapide in vista di una messa a punto del modello accettabile per quanto limitata in accuratezza.

La strada che si è scelta qui è stata quella di un modello di combustione “ad una zona” (one zone combustion model), il quale prevede l’esistenza di una unica pressione e di una unica temperatura condivise dall’intero volume (zona) gassoso. A questa scelta è stata abbinata quella di un profilo di rilascio termico (heat release profile) caratterizzato da durata, entità ed efficienza variabili.

La variabilità è stata resa funzione delle condizioni di funzionamento del motore e, in parte, dotata della aleatorietà necessaria a rendere ragione della irregolarità di combustione comunemente nota come “dispersione ciclica”.

Il fenomeno della combustione forzata è, per sua natura, estremamente complesso, e mal si presta alla descrizione a parametri concentrati qui scelta.

Alla scopo di conferire una natura “trattabile” al problema, si è scelto di modellare la combustione come un fenomeno di rilascio termico caratterizzato esclusivamente da:

- ◆ una efficienza complessiva
- ◆ una durata angolare

L’efficienza di combustione è stata modellata come prodotto di vari termini dipendenti dal regime (legato alla turbolenza di immissione e, quindi, alla

rapidità della propagazione di fiamma), dal titolo della miscela, dalla pressione di collettore e dall'entità relativa di ricircolo.

Il tipo di profilo del rilascio termico è stato costruito con l'ausilio di una curva ad S a due parametri [7].

Il vero problema è stabilire (o validare) una adeguata durata temporale da conferire alla combustione. Si tratta di una dipendenza piuttosto complessa che coinvolgerebbe, a rigor di termini, parametri motoristici intrinseci (rapporto di compressione, anticipo di accensione, forma e distribuzione termica della camera di combustione, titolo della miscela, velocità del gas) ed estrinseci (qualità del combustibile, temperatura del gas immesso, pressione di collettore). La scelta operata, drasticamente semplificativa, ha previsto la definizione a priori di una durata angolare della combustione, funzione del regime, della pressione di aspirazione e dell'entità relativa di EGR (Exhaust Gas Recirculation).

Si tratta di una scelta opinabile, che, tuttavia, può ritenersi giustificabile a posteriori, qualora si disponga di dati sufficienti ed adeguati (profili di pressione e mappature dell'anticipo) per motori già calibrati.

Non si è in alcun modo previsto di modellare il fenomeno della detonazione.

Considerare il fluido operante come gas ideale costituisce semplificazione solo in parte accettabile.

È vero, infatti, che le pressioni all'interno di un cilindro reale superano di rado (e di poco) l'entità di 100 bar.

D'altra parte le variazioni della temperatura e delle composizioni chimiche del gas ideale in oggetto determinano una variazione dei suoi parametri caratteristici (in particolare, del rapporto tra i calori specifici e della costante R), che è stata solo in parte modellata e, per giunta, solo limitatamente alle variazioni con la temperatura (grandezza cui può senz'altro essere conferito il crisma della continuità).

Gli effetti collaterali di quest'ultima scelta non sono del tutto prevedibili.

In termini espliciti, la variazione della costante R del gas, se imposta senza alcun vincolo (ciò che si è previsto per il modello qui presentato), procura una alterazione virtuale della massa di gas processato, con la conseguenza che le portate calcolate possono non riuscire più completamente coerenti.

Né si può trascurare, a rigor di termini, che la massa di gas espulsa (al pari di quella introdotta) dovrebbe comprendere la massa di combustibile.

Di ambedue le considerazioni precedenti non si è tenuto conto deliberatamente, giacché si è preferito privilegiare la adattabilità del profilo di pressione rispetto alla assoluta coerenza fisica connessa alla conservazione di massa e portata.

Altra importante fenomenologia non prevista dal modello è quella che conduce alla variazione della temperatura in camera (prima, durante e dopo la combustione) in funzione del titolo.

È noto dalla sperimentazione che, nelle condizioni di “pieno carico” del motore, l’arricchimento della miscela viene procurato “ad arte” allo scopo di mantenere la temperatura dei gas di scarico al di sotto dei limiti di integrità garantita per i sistemi di post-trattamento dei gas medesimi.

Si tratta di una scelta per certi versi “forzata”, ma che produce una gradevole ricaduta in termini di maggiore distanza dai limiti di detonazione e di (conseguente) incremento di coppia.

L’effetto complessivo sperimentato (maggiore coppia e minore temperatura dei gas di scarico) dipende da un insieme di fenomeni, non tutti modellati, riconducibili a tre considerazioni:

- ◆ l’arricchimento della miscela determina una maggiore sottrazione di calore, dalla carica immessa, ad opera del fenomeno di vaporizzazione, il cui calore latente incide in misura proporzionale alla quantità assoluta di combustibile liquido presente nella miscela
- ◆ in condizioni non stechiometriche la combustione coinvolge fenomeni fisico-chimici (trasformazioni di stato e reazioni chimiche) estremamente variegati e complessi; una combustione ricca “potrebbe” produrre delle scomposizioni degli idrocarburi (un cui esempio può essere la piroscissione) che possono sottrarre energia termica alla carica, accelerando i tempi della combustione stessa nel suo complesso

- ♦ una combustione più rapida tende ad accrescere i margini di distanza dalla detonazione, consentendo incrementi di anticipo, che, a loro volta, possono procurare una combustione più rapida e quindi, ancora, una minore temperatura dei gas di scarico.

Non sembra, comunque, possibile evitare un esplicito ricorso alla sperimentazione mirata alla calibrazione empirica di un certo numero di “mappe di scarto”. Su quest’ultima questione ritorneremo più ampiamente allorquando specificheremo in maniera riassuntiva i limiti del modello.

III.8 ALTRE EQUAZIONI E RELAZIONI

Nei (sotto)paragrafi seguenti vengono esposte relazioni e, soprattutto, considerazioni che hanno orientato il raggruppamento delle equazioni precedenti nel modello complessivo. Si tratta di considerazioni del tutto personali ed opinabili, non tratte da fonti note in letteratura, e che, pertanto, trattiamo esplicitamente e separatamente.

III.9 DESCRIZIONE DEGLI EFFETTI INERZIALI DELLE MASSE D'ARIA

Le masse d'aria entranti nel cilindro (e quelle di gas esausto da esso uscenti) sono state considerate di entità "sufficientemente" piccola, ma non del tutto trascurabile, abbastanza da meritare la esplicita modellazione (ancorché lineare ed a costanti concentrate) della corrispondente inerzia.

Si tratta di una approssimazione qui realizzata con un artificio. È noto, infatti, come gli effetti inerziali siano sovente utilizzati "ad arte" (dai progettisti di motori) per esaltare fenomeni di risonanza tesi a massimizzare l'immissione in corrispondenza di determinati regimi.

La scelta di adottare una modellazione "artificiosa", per questi effetti inerziali, è stata motivata dalla difficoltà di reperire, presso fonti attendibili od autorevoli, adeguate descrizioni, a parametri concentrati, della fenomenologia coinvolta. In mancanza d'altro, si è scelta una descrizione basata sulla semplice analogia elettrica (induttanza), di tipo lineare.

Il vero limite teorico è costituito dalla impossibilità pratica di invertire le relazioni pressione/portata (equazioni (2) e (3)) che si sono utilizzate per la descrizione dell'orifizio.

Nel bilancio tra accrescimento d'ordine della descrizione, abbinato ad una semplificazione lineare, e semplificazione d'ordine, abbinata a relazioni accreditate, si è scelta la prima alternativa.

La descrizione degli effetti inerziali della masse d'aria in movimento è stata circoscritta alle sole masse nelle immediate vicinanze del cilindro, con il coinvolgimento diretto dei soli collettori (sia di aspirazione, sia di scarico); in sostanza, la pressione che ciascun orifizio “vede” a monte è pari alla effettiva pressione del volume che lo precede, aumentata (o diminuita, in accordo alle convenzioni di segno scelte) di un termine proporzionale all'opposto della derivata della portata attraverso l'orifizio stesso.

Allo scopo di non complicare eccessivamente (dal punto di vista della risoluzione numerica) la natura (già numericamente “delicata”) del fenomeno (strettamente derivativo), si è scelto di “temperare” l'operazione di derivazione adottando, in aggiunta, un filtraggio del secondo ordine.

In altri termini, si è descritta la trasformazione portata-pressione con una funzione costituita da uno zero nell'origine e due poli.

Il parametro di “guadagno” conferito alla derivata è legato al rapporto tra la lunghezza e la sezione del condotto di connessione tra i volumi a monte ed a valle dell'orifizio in esame. I parametri della funzione di trasferimento scelta sono da considerare assolutamente indicativi, giacché adottati senza alcun adeguato supporto dalla sperimentazione.

Vale la pena di sottolineare esplicitamente che la metodologia adottata (evidentemente artificiosa e surrettizia, quindi ampiamente contestabile) è in buona parte arbitraria, non essendo scaturita da alcuna descrizione reperita in letteratura, ma teoricamente difendibile (grazie alla coerenza

dimensionale, peraltro supportata dalla coerenza con l'equazione di Bernoulli).

A titolo di giustificazione della plausibilità della scelta operata, si può, tuttavia, addurre l'analogia con l'effetto procurato dalle induttanze nei sistemi elettrici.

In questo senso, la descrizione scelta può apparire utile assai più che peregrina, giacché non prevede il ricorso ad improbabili modelli a costanti distribuite la cui attendibilità non è certo maggiore.

III.10 DEFINIZIONE DI RICIRCOLO

In un motore a combustione interna l'espulsione dei gas residui dalla camera di combustione non può mai essere completa e perfetta; esiste, cioè, una aliquota di gas combusti che, alla fine della fase di scarico (teoricamente coincidente con il raggiungimento del PMS), restano "intrappolati", fra cielo del pistone e testata, nel "volume morto".

Questi gas combusti vengono, almeno in parte, "risucchiati" verso il collettore di aspirazione, al cui interno vigono condizioni di pressione verosimilmente inferiore (almeno mediamente).

Ne consegue un parziale "inquinamento" del contenuto di gas "freschi" nel collettore di aspirazione, ciò che legittima la definizione di un fattore di

ricircolo, comunemente denominato EGR (Exhaust Gas Recirculation), che altera l'entità di gas fresco messo a disposizione delle aspirazioni successive del medesimo cilindro o degli altri.

Nel modello qui presentato si è fatta, prevedibilmente, l'ipotesi che la miscelazione tra gas fresco e ricircolato sia istantanea, ottenendone un criterio oggettivo per la definizione di un coefficiente di EGR per il collettore di aspirazione: il rapporto tra la massa di gas "certamente non fresco" presente e la massa complessiva.

Si tratta di una definizione elementare, che, tuttavia, sembra disorientare molti "motoristi", troppo abituati alla stima qualitativa ed indiretta di quantità, di fatto, non misurabili.

La medesima definizione di rapporto fra masse può, poi, essere riferita non solo al collettore di aspirazione, ma anche a ciascun cilindro, sia pure con le dovute cautele.

In definitiva, il fattore di ricircolo, per definizione compreso tra l'unità e lo zero, può essere riferito al collettore di aspirazione ovvero al singolo cilindro. Il secondo riferimento, in particolare, è di imprescindibile ed assoluta utilità, sia sul piano interpretativo, sia su quello funzionale.

Dal punto di vista interpretativo, il fattore di ricircolo è un modo elegante (forse l'unico corretto e coerente) di definire la "riduzione virtuale di cilindrata", che costituisce elemento dominante e determinante nella regolazione di potenza dei motori ad accensione comandata.

Sul piano pratico e funzionale, poi, il coefficiente di EGR deve essere tenuto in conto nel computo della quantità di gas fresco effettivamente intrappolata nel cilindro durante la corsa di aspirazione, onde poter correttamente dosare la quantità di combustibile necessaria per ottenere una combustione di stechiometria nota o desiderata.

Vale, infine, la pena di estendere il concetto fino alle sue estreme conseguenze, onde poter valutare correttamente anche l'effetto di fenomeni di lavaggio (in inglese "scavenging"), talora introdotti "ad arte", talaltra semplicemente osservati o "subiti", nell'esercizio dei motori sovralimentati.

In prospettiva, si potrebbe conferire alla definizione di EGR (quale che essa sia) un valore subordinato, preferendo ad essa un approccio ancor più innovativo, consistente nel definire, istante per istante e per ciascuna cavità (o volume), l'ammontare (assoluto o relativo) di gas fresco (o, più in generale, non combusto, o non ancora combusto), contemplando, altresì, anche i casi di combustioni parziali o incomplete (misfire), volontarie o meno che esse siano.

III.11 IL TURBOCOMPRESSORE

L'applicazione di dispositivi di sovralimentazione al modello è stata incanalata nel binario della continuità e della coerenza fluidica entro i limiti della ragionevolezza.

Chi pratica con queste macchine (e chi le produce) presume di descriverne “completamente” il funzionamento attraverso mappe di flussaggio statico in condizioni normalizzate.

Per la complessa e macchinosa “decriptazione” dei contenuti di queste ultime (vale a dire, le mappe o le condizioni) si rimanda alla bibliografia [2].

Per gli intenti modellistici, basti osservare che si sono scelte le seguenti assunzioni qualitative:

- La “sorgente di energia” del turbocompressore è il flusso entalpico dei gas di scarico, descritto dalla equazione [1]:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_e c_p (T_{03} - T_{04}) = \dot{m}_e c_p T_{03} \eta_T \left[1 - \left(\frac{P_{03}}{P_{04}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

- Dalla precedente equazione si può dedurre la coppia che accelera la girante
- Compressore

$$-\dot{W}_C = \dot{m}_i c_p (T_{02} - T_{01}) = \frac{\dot{m}_i c_p T_{01}}{\eta_C} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

- Le tabelle dei costruttori forniscono i rendimenti eta
- Le equazioni sono istantanee; le dinamiche sono altrove, ossia nella girante, nella fluidodinamica o nella termodinamica di “attraversamento”
- La turbina è, di fatto, un orifizio, la cui sezione decresce con la velocità della girante
-

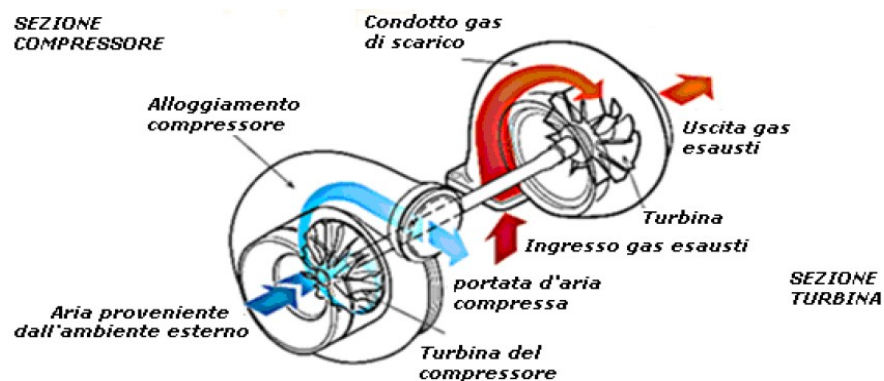


Fig. 3.5 – Schema base di un turbocompressore

III.12 NOTE

I sincronismi cui è dedicato il sottosistema denominato “Generazione sincronismi” sono quelli “intrinseci” del motore, ossia quelli più direttamente legati alla distribuzione, con la sola eccezione della combustione.

Il fenomeno della combustione è, verosimilmente, il più complesso e difficile da rappresentare (anche nell’ambito di sistemi molto più complessi di quello qui presentato) soprattutto per quanto concerne la sua durata, qui di precipuo interesse.

Si è ritenuto preferibile esprimere la durata della combustione in termini angolari. Resta aperto il problema di associare la durata effettiva della combustione all’andamento temporale di altre variabili, quali il titolo della miscela, la quantità di miscela introdotta nel cilindro, il regime del motore, l’anticipo di accensione (e, ancora, la temperatura e la pressione della miscela).

Il tipo di dipendenza da descrivere dovrebbe formalizzare, quindi, una funzione di almeno quattro variabili e, magari, potrebbe condurre alla individuazione del limite di detonazione. Lo studio da affrontare si prospetterebbe, insomma, come assai complesso.

La scelta qui operata prevede che la combustione abbia una durata crescente sia con i giri sia con la pressione di collettore, eventualmente perturbata da una variabilità aleatoria, sempre meno pronunciata quanto minore è la durata della combustione stessa.

L'alternativa corretta, ovviamente, consiste nell'adeguare il modello ai risultati di una opportuna sperimentazione "mirata".

La generazione degli angoli di rotazione istantanea dell'albero motore costituisce il nucleo da cui si è partiti per la "vettorializzazione" dell'intero modello.

La "messa in moto" del motore (cranking) avviene in virtù della imposizione di una coppia dall'esterno, di norma fornita dal motorino di avviamento; il corrispondente modello ha la consueta, disarmante semplicità.

Viene considerata come fase di espansione quella che segue immediatamente la combustione.

Ne discende che, qualora si preveda un anticipo di accensione ed una durata della combustione tali da determinare la conclusione della combustione prima del PMS "attivo" (con conseguente generazione di coppia complessiva negativa in un ciclo completo), la fase di espansione qui descritta inizia esattamente alla fine della combustione e, quindi, prima del PMS. Si tratta di una distinzione significativa solo sul piano formale, giacché il funzionamento del modello rende conto, coerentemente, di una effettiva compressione successiva alla combustione (corretta anche per quanto riguarda le temperature ed i valori delle costanti dei gas perfetti).

La variazione del rendimento di combustione dipende dal regime, dalla pressione di collettore e dall'entità relativa del ricircolo intrinseco di gas esausti.

La scarsa disponibilità di modelli, anche empirici, sufficientemente credibili consente di ritenere plausibile qualunque scelta, sul piano qualitativo e formale, salvo poi adattare i risultati ottenibili in accordo con una opportuna sperimentazione “mirata”. Si tratta di considerazioni non disgiunte da quelle già espresse circa la durata della combustione.

L’idea sottesa è che il ricircolo spontaneo dei gas di scarico riduce l’intera “entità” della massa da assoggettare a combustione (e non solo il rendimento di quest’ultima).

Il modello scelto per caratterizzare il ricircolo “spontaneo” dei gas combusti è, al solito, fondato su di una definizione elementare: il rapporto tra la massa “certamente non fresca” (contenuta entro un determinato volume) e la massa complessiva.

La medesima definizione (di applicazione invero non sempre banale) può essere adottata sia per il collettore di aspirazione, sia per il volume (variabile) del cilindro.

Quasi tutti gli scambi termici hanno come “origine prima” un fenomeno di “generazione di calore” (descrivibile con diversi tipi di approssimazione) e come “destinatario ultimo” un “ambiente”, considerato a temperatura costante, indipendentemente dai flussi di calore cui esso possa essere sottoposto.

Il problema è, quasi sempre, rappresentare le variazioni termiche degli strati intermedi.

Questo approccio non impedisce di considerare come ambiente non già l'effettivo destinatario ultimo, ma uno qualsiasi degli strati intermedi, la cui temperatura può essere assunta costante (o, qualora lo si desideri, anche variabile) e pari ad un valore intermedio tra quello dell'ambiente esterno effettivo e quello della "sorgente" termica. Alla luce di questa considerazione si può giudicare, con qualche clemenza, la scelta qui adottata per descrivere una temperatura "di parete" che poco ha a che vedere con la temperatura effettiva delle pareti del cilindro.

Non indifferente è, d'altra parte, l'impatto che può avere, sul funzionamento di un modello motore, la scelta del tipo di fenomeno di scambio termico tra fluido operante ed ambiente. È noto, infatti, che una cospicua aliquota del calore sprigionato dalla combustione (intorno al 25%) abbandona il motore per solo scambio termico con il sistema di raffreddamento.

L'approccio qui adottato ha previsto la definizione di una "temperatura di parete", attraverso la quale il fluido operante scambia calore verso il sistema di raffreddamento.

Sembra opportuno, in prospettiva futura, abbinare al modello attuale un compatibile modello del sistema di raffreddamento.

La variazione dei parametri caratteristici del gas perfetto "processato" dalla capacità-cilindro è stata cadenzata con il ritmo di alternanza delle fasi del motore.

Al solito, si è qui operata una scelta radicale e semplificata, abbastanza da rendere sinteticamente conto (almeno sul piano qualitativo) dei più significativi effetti dei cambiamenti che le specie chimiche subiscono, in particolar modo a monte ed a valle della combustione. L'effetto delle variazioni dei parametri del gas perfetto sembra assai più marcato di quello attribuibile alle variazioni dei parametri di scambio termico tra cilindro ed "ambiente".

Si è ritenuto indispensabile fornire il modello di una unità di controllo cui affidare i compiti minimali più strettamente legati al funzionamento intrinseco del motore. Detti compiti sono stati individuati e suddivisi in:

- Gestione dell'anticipo
- Abilitazione dell'iniezione
- Gestione del cut-off
- Limitatore di giri
- Disabilitazione iniezione a regimi bassissimi
- Controllo del bypass aria per la gestione del regime minimo
- Gestione della fasatura di iniezione

Ad ogni buon conto, è opportuno sottolineare che la realizzazione delle funzioni predette va riguardata come puramente "scolastica", con la sola eccezione, forse, del controllo del minimo [9].

La messa a punto di funzioni di controllo motore da parte della centralina è operazione che esula dagli scopi del presente lavoro.

Allo stato attuale, la gestione dell'iniezione prevede la determinazione del tempo di iniezione ad opera di una tabella di corrispondenza funzione della pressione di collettore e del regime di rotazione (il cosiddetto modello "speed-density").

La gestione della fasatura dell'iniezione (comunque limitata angolarmente) consentirebbe anche la esecuzione di una extra-iniettata in condizioni transitorie. Nel modello qui presentato non si è sfruttata questa possibilità, soprattutto per la mancanza di un ragionevole algoritmo in grado di calcolare la quantità adatta di combustibile da extra-iniettare; i tempi o le fasi corrispondenti potrebbero essere valutati ed inseriti con facilità.

All'interno del modello di centralina di controllo motore sono state inglobate funzioni normalmente affidate ai controlli (cosiddetti "dinamometrici") di una sala motore, vale a dire:

- il controllo di velocità (che è in grado di imporre al motore una giratura costante indipendente dalla coppia erogata dal motore termico)
- il controllo di coppia o di pressione di collettore (capace, nei limiti del possibile, di produrre, a regime fissato, determinate condizioni di erogazione di coppia da parte del motore termico o, in alternativa, determinate condizioni di pressione media nel collettore di aspirazione)

- il controllo del titolo (con lo scopo di determinare una dosatura adeguata a mantenere condizioni costanti di titolo della combustione)

Si tratta di controlli alquanto semplici, il cui scopo (in esatta conformità a quanto accade nella normale procedura di messa a punto di una centralina di controllo motore) è quello di “costruire” le calibrazioni cosiddette “di base” di un motore, normalmente eseguite in condizioni stazionarie.

CAPITOLO IV

LIMITI DEL MODELLO

IV.1 LIMITI E MERITI DEL MODELLO

I limiti del modello vanno ricercati sia nel tipo di descrizione scelto per taluni fenomeni, sia nella “calibrazione” dei parametri che li caratterizzano.

In particolare:

- Il fluido operante coinvolto nella generazione di coppia è stato modellato alla stregua di un gas ideale
- Si è scelto di modellare in maniera semplificata gli effetti inerziali legati al trasporto di fluidi
- La durata e l'efficienza della combustione sono state considerate in maniera separata e semplificata, trascurando del tutto il fenomeno della detonazione
- Gli attriti sono stati considerati nella loro forma più semplice
- Molti sistemi ausiliari del motore (primo fra tutti, l'impianto di raffreddamento) sono stati considerati in maniera assai semplificata

In ogni caso si è cercato di preservare l'estensibilità del modello stesso, prevedendo gli ingressi e le uscite adatte al collegamento di sottosistemi più complessi e completi.

I punti testé evidenziati sono stati in parte già discussi.

La modellazione degli attriti si abbina, di solito, a due tipologie di incertezze, una di natura qualitativa ed una di natura quantitativa.

L'incertezza qualitativa nasce dal deficit di conoscenza dei dettagli intrinseci dei fenomeni che si ritiene siano alla base dell'attrito stesso. Nel caso specifico di un motore, sembrerebbero plausibili (almeno) due possibili alternative:

- modellare gli attriti “ai valori medi”, ritenendoli responsabili di decurtazioni di coppia proporzionali al regime di rotazione del motore ed al suo quadrato
- modellare, nella maniera testé descritta, solo una parte degli attriti (quelli direttamente connessi alla effettiva rotazione di parti in movimento), abbinando poi ulteriori diminuzioni di coppia a fenomeni diversi (come l'attrito dovuto al moto alternativo del pistone nel fluido), presumibilmente descritti da equazioni differenti (eventualmente asimmetriche)

Quale che sia la scelta operata, la valutazione quantitativa dei parametri di peso da attribuire a ciascun fenomeno non può che avvenire per via empirica, coinvolgendo un numero di parametri che cresce all'aumentare del livello di complessità scelto per modellare la fenomenologia dell'attrito. Per quest'ultima ragione si è preferito conferire agli attriti la natura di fenomeno continuo "ai valori medi", legato alla sola velocità di rotazione del motore.

È poi opportuno osservare che, in analogia al collettore di aspirazione, il collettore di scarico è stato espressamente modellato in maniera del tutto simile.

Vogliamo qui ricordare, inoltre, che il modello è strutturalmente non conservativo per le masse (o, se si preferisce per le portate) di fluido operante. Ciò per due ordini di motivi.

In primo luogo, l'apporto di massa di combustibile, relativo a ciascuna adduzione (iniezione), non viene, per così dire, "sommato" alla massa di fluido operante; il rilascio termico avviene in seno a quest'ultimo in maniera "autogena".

Si tratta di una scelta priva di effetti collaterali per il funzionamento del modello stesso. In altri termini, la evoluzione temporale di tutte le grandezze fisicamente rilevanti ai fini della generazione di coppia non è alterata in modo significativo dall'entità effettiva assoluta di massa totale (in pratica, c'è quasi soltanto da tenere in conto una modesta alterazione del ricircolo intrinseco dei gas combusti).

Il problema potrebbe assumere connotati di una certa rilevanza per i soli combustibili gassosi, il cui volume, per ogni singola iniezione, non può essere considerato trascurabile, come, invece, è per i combustibili liquidi; l'immissione di combustibili gassosi procura, di fatto, una sorta di riduzione "virtuale" della cilindrata, giacché sottrae effettivamente volume alla massa di aria introdotta nel cilindro. Il modo più corretto di affrontare il problema sembra, verosimilmente, l'introduzione di una portata di massa ulteriore al livello del collettore di aspirazione.

Sussiste, poi, una ulteriore causa di mancata conservazione delle masse o portate. Il carattere che si è scelto di conferire alla combustione ("autogena", come si osservava poc'anzi) richiede, al fine di ottenere un buon adattamento ai dati sperimentali, la variazione (arbitraria ed empirica) dei parametri caratteristici (R e c_p/c_v) del gas perfetto processato.

Per quanto la scelta della variazione di questi ultimi "in corso d'opera" possa essere suffragata da ragionevoli considerazioni fisiche e fisico-chimiche, resta qualche fondato dubbio sugli effetti collaterali che ciò possa comportare in termini di conservazione di massa. Anche per questa seconda osservazione, comunque, possono essere ritenute valide le considerazioni relative agli obiettivi del modello, centrati sulla generazione di coppia, non sulla valutazione delle portate effettive.

Ad ogni buon conto, nell'ipotesi di aggiungere modelli di post-trattamento dei gas di scarico (dai catalizzatori ai turbocompressori), la questione della conservazione delle masse dovrà essere opportunamente affrontata.

Assai interessante potrebbe rivelarsi la esecuzione del bilancio energetico del modello, in tutti i significati, parziali e complessivi, che la locuzione può assumere. L'operazione, che andrebbe affidata alla supervisione di motoristi "puri", condurrebbe ad una "messa a punto" certamente più coerente dell'intero modello.

Vale la pena di ricordare, una volta ancora, che l'intento esplicito della realizzazione del modello qui trattato non è stato la replica della fisica, nè tanto meno della chimica, del motore (troppo complesse ed articolate per poter essere raccolte in una manciata di "equazioncine"), quanto, piuttosto, della coerenza fisico-chimica che di esso motore può cogliere o governare una unità di controllo motore o, all'occorrenza, un appassionato, studente o studioso, non troppo "addetto ai lavori".

Resta, infine, tutta da verificare la ottimizzazione numerica del modello, le cui grandezze sono dimensionate sulla base delle scale fisiche ed ingegneristiche normalmente utilizzate, piuttosto che sulla omologia numerica delle grandezze stesse, ciò che potrebbe migliorare tangibilmente il funzionamento complessivo, sia in termini di accuratezza, sia in termini di rapidità di calcolo.

Tra i pregi da ascrivere al modello, il più importante è certamente la sua assoluta coerenza fisica, almeno negli intenti, con pochissime riserve.

Si è cercato di conservare, anzi privilegiare, il significato del legame funzionale tra le grandezze, allo scopo di non perdere alcuna relazione tra quantità misurabili o meno.

Se ne è ottenuto il non trascurabile vantaggio di conservare il significato ed il valore di molte grandezze “intermedie” normalmente non misurabili se non per via indiretta; si pensi, ad esempio, alle portate in ingresso ed in uscita di ciascun cilindro o all’entità di ricircolo spontaneo.

Nella descrizione di un fenomeno si è cercato sempre di preferire l’utilizzo di formule ed equazioni sintetiche, sistematicamente preferite all’utilizzo di tabelle.

Non si è trattato solo di un vezzo scolare o didattico; l’eleganza formale di una formulazione “chiusa”, quando disponibile, risponde ad esigenze estetiche e sostanziali di economia di pensiero; con tutte le conseguenti ricadute utili in termini di parallelismi e dualismi interdisciplinari propriamente detti. I quali ultimi, ancora, hanno un valore didattico che va riconosciuto, perché non è banale.

Il vero limite all’utilizzo del modello qui presentato va ricercato proprio nel suo intento “previsionale”.

La natura e la complessità di certi fenomeni (primo fra tutti la stessa combustione), unitamente alle difficoltà della misurazione di talune loro grandezze descrittive, consente di utilizzare il modello a scopo predittivo solo a patto che il modello stesso sia stato calibrato a valle di una attenta sperimentazione e misurazione “mirata” al fenomeno stesso che si vorrebbe prevedere. In altri termini, per utilizzare il modello a scopo progettuale sarebbe indispensabile avere a disposizione un esemplare di motore già funzionante.

Si tratta di un paradosso che rischia di invalidare l'intero sforzo della costruzione stessa del modello, annullandone l'utilità. Per fortuna questa è la sorte che tocca a tutti i modelli.

Ad ogni buon conto, quand'anche si voglia accettare la oggettiva difficoltà di “calzare” il modello qui presentato su di un motore reale in tutte le condizioni di funzionamento, resta possibile una applicazione del modello che può rivelarsi assai utile sul piano pratico e progettuale: l'analisi “differenziale”.

Per chiarire questo aspetto utilizzeremo un esempio.

L'applicazione di attuazioni speciali per la fasatura di un motore (i variatori di fase continui ne costituiscono l'esempio più semplice) richiede tempi di progettazione e realizzazione non brevissimi, sebbene si tratti di operazioni “funzionalmente” semplici in linea di principio (al solito, dal punto di vista della coppia “termodinamicamente e fluidodinamicamente” generata).

Disporre di un modello, anche calibrato in maniera approssimativa, può consentire di indagare, in maniera semplice e credibile, sui margini di miglioramento (“differenziali”, appunto) ottenibili dalla applicazione di dispositivi specifici prima ancora della loro ideazione, progettazione e realizzazione.

È, questo, un indiscutibile vantaggio pratico che si può ottenere dalla disponibilità di un modello, quand’anche si voglia sorvolare sul fatto che un modello possa consentire il concepimento stesso di idee non esplorate, indipendentemente dalla loro pratica fattibilità.

CAPITOLO V

CALIBRAZIONE DEL MODELLO

V.1 ELEMENTI PER LA CALIBRAZIONE

I parametri caratteristici del modello sono solo in parte di semplice calibrazione. È il caso, ad esempio, di quasi tutti i parametri “geometrici” (volumi, rapporti di trasmissione, parametri di portata degli orifici e loro profili temporali).

Esiste, tuttavia, un cospicuo numero di parametri la cui calibrazione è assai meno immediata, come, ad esempio, i coefficienti di scambio termico ed i coefficienti di attrito (statico e dinamico).

Vale la pena di sottolineare che la adozione dell'approccio “a costanti concentrate” rende piuttosto complesso ed approssimato il processo di evoluzione temporale delle temperature.

Non tutti i parametri, comunque, hanno la stessa incidenza sul funzionamento effettivo del modello (almeno nella sua più semplice accezione di “generatore di coppia”) e sulla corrispondente simulazione.

Sembra, tuttavia, plausibile che l'ordine del sistema (rapidamente crescente con il numero dei cilindri) e la natura delle interazioni tra i sottosistemi suoi componenti possano facilmente condurre ad un sistema complessivo di tipo "stiff", anche (forse soprattutto) a causa della entità di taluni suoi parametri (circostanza, peraltro, confermata dalle migliori prestazioni ottenute con metodi di integrazione "stiff conceived").

CAPITOLO VI

ESEMPI DI APPLICAZIONE DEL MODELLO

VI.1 VISUALIZZAZIONI IN TEMPO REALE

Tra i principali vantaggi del modello matematico qui presentato c'è senza dubbio quello di poter effettuare delle simulazioni simili a quelle che potrebbero essere ottenute in una sala prove attrezzata di tutti i dispositivi all'uopo necessari.

In primis sarebbe necessario avere a disposizione il motore oggetto di studio che, trattandosi sicuramente di un prototipo e non proveniente da produzione di serie, ha costi ben più elevati di quelli di un normale propulsore di serie sulle vetture.

C'è poi da considerare il tempo tecnico di allestimento della sala prove stessa, nonché tutti i costi di gestione ed approvvigionamento della strumentazione necessaria.

Come si è avuto più volte modo di sottolineare nel corso della trattazione il presente modello, ed in particolare la sua calibrazione, non può assolutamente prescindere, allo stato attuale, di un supporto derivante da dati di sala.

E' però interessante notare che è possibile, nel corso di una simulazione, valutare in tempo reale (real time) tutti i parametri, fisici e non, che sono presenti all'interno del modello stesso; è altresì prevista la possibilità di registrare i dati dell'intera simulazione, ma, come si intuisce facilmente, la dimensione di tali file avrebbe dimensioni enormi, vista l'innumerabile quantità di informazioni ed è quindi a giudizio dell'utilizzatore usufruire o meno di una tale possibilità.

In qualunque caso è possibile, come nella seguente Fig. 6.1, scegliere quali parametri visualizzare in tempo reale ed eventualmente registrarli per future indagini.

In particolare nella Fig. 6.1 si è scelto di visualizzare, tra le altre, i giri motore, l'aliquota di fluido di ricircolo, il coefficiente λ a monte ed a valle del catalizzatore, la pressione all'interno del cilindro.

Come si vede dalla figura c'è una prima fase durante la quale il regime di rotazione non è ancora stabilizzato; è infatti modellata con ottima approssimazione anche la cosiddetta fase di cranking, ovvero l'avviamento del motore.

Nella simulazione di figura sono stati impostati i parametri da mantenere fissi: nella fattispecie il regime di rotazione è stato settato a 2000 rpm.



Fig. 6.1 – Visualizzazione in tempo reale

Altra caratteristica interessante del modello è la possibilità di interrompere l'acquisizione al raggiungimento dell'obiettivo (ad esempio il regime motore) con l'evidente vantaggio di risparmio sia in termini di memoria necessaria, sia in termini temporali; sono infatti necessari circa 30 minuti per portare a termine una prova, con un normale “moderno” calcolatore. E' questo ovviamente un dato puramente indicativo, essendo la durata strettamente dipendente dal numero di punti che il calcolatore deve elaborare.

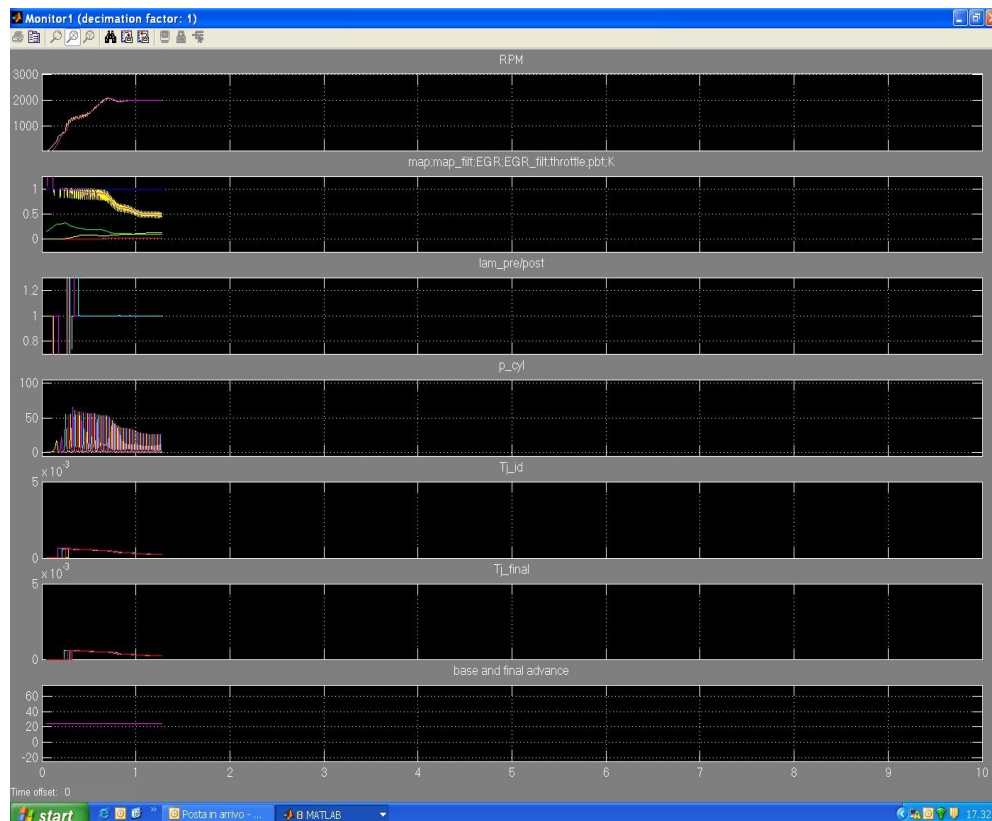


Fig. 6.2 – Raggiungimento dell'obiettivo giri

Come si evince dalla precedente Fig. 6.2 l'obiettivo regime di rotazione motore è raggiunto in poco più di 1 secondo; questo non vuol dire però che il calcolatore abbia impiegato il medesimo tempo a terminare l'elaborazione.

Ancora è possibile scegliere un parametro di particolare interesse e diagrammarne l'andamento istante per istante; nelle figure seguenti sono mostrati alcuni esempi.

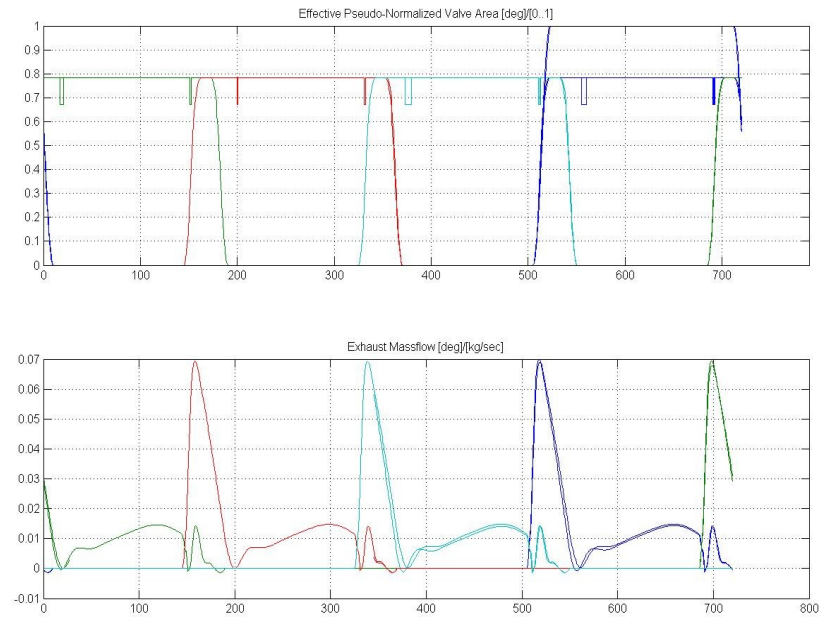


Fig. 6.3 – Flussi di massa allo scarico

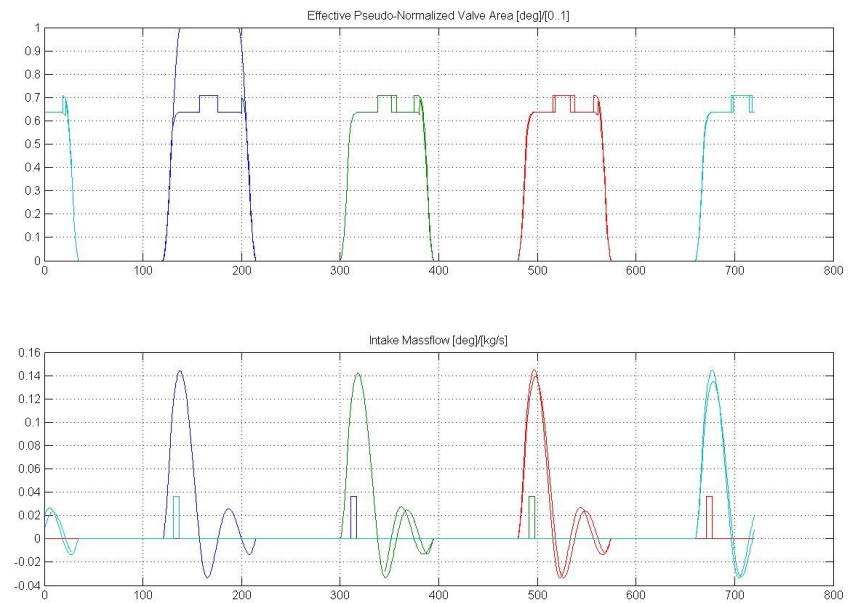


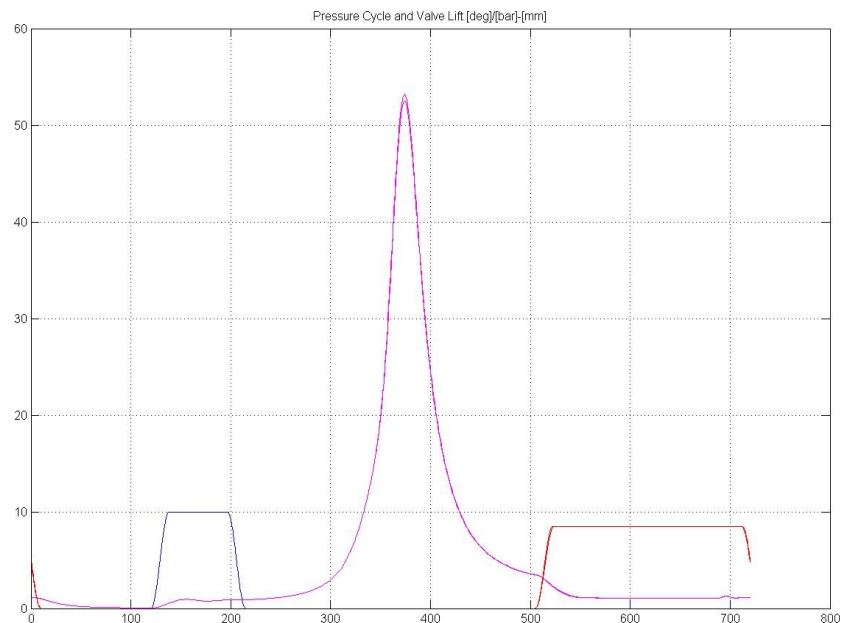
Fig. 6.4 – Flussi di massa nell'aspirazione

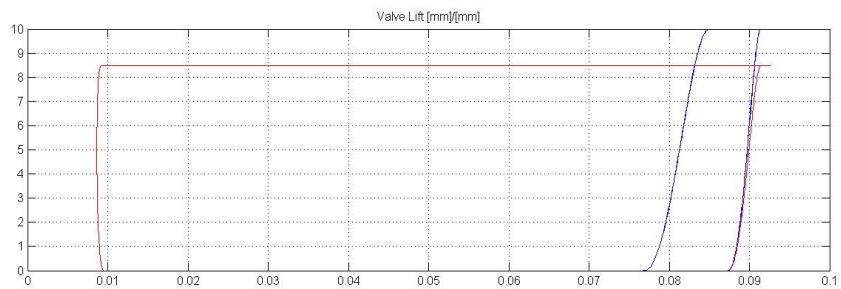
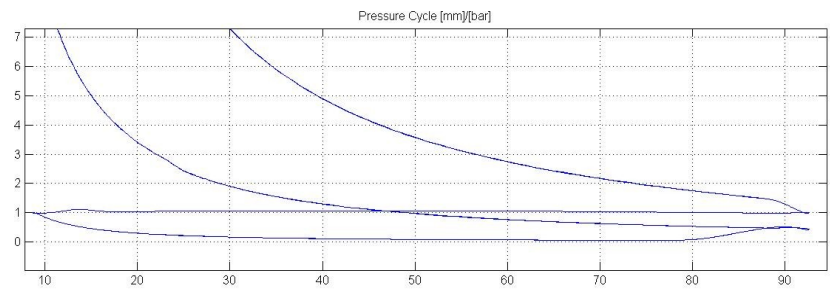
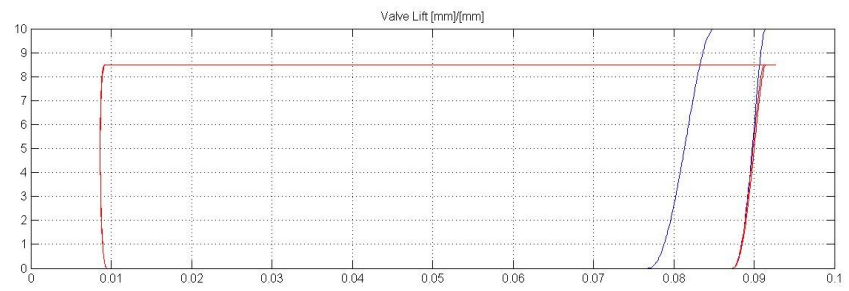
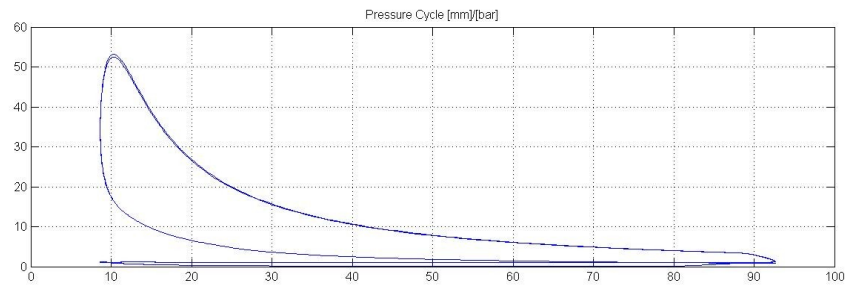
Si è scelto di visualizzare il flusso d'aria aspirata dal motore (Fig. 6.4) in quanto appare evidente che c'è un'aliquota di aria fresca che fuoriesce dal cilindro, pur non essendo ancora terminata la fase di aspirazione.

E' altresì evidente che la simulazione effettuata è relativa ad un motore dotato di un sistema di distribuzione tradizionale.

Con la tecnologia MultiAir, ed in genere con i sistemi di fasatura variabile, si interviene, è possibile limitare, se non addirittura annullare, questo effetto, laddove indesiderato, in quanto sicuro responsabile di una riduzione delle prestazioni del motore, ma di ciò ci occuperemo nel prossimo capitolo.

Concludiamo invece il presente con altre immagini allo scopo di porre in evidenza le potenzialità del modello.



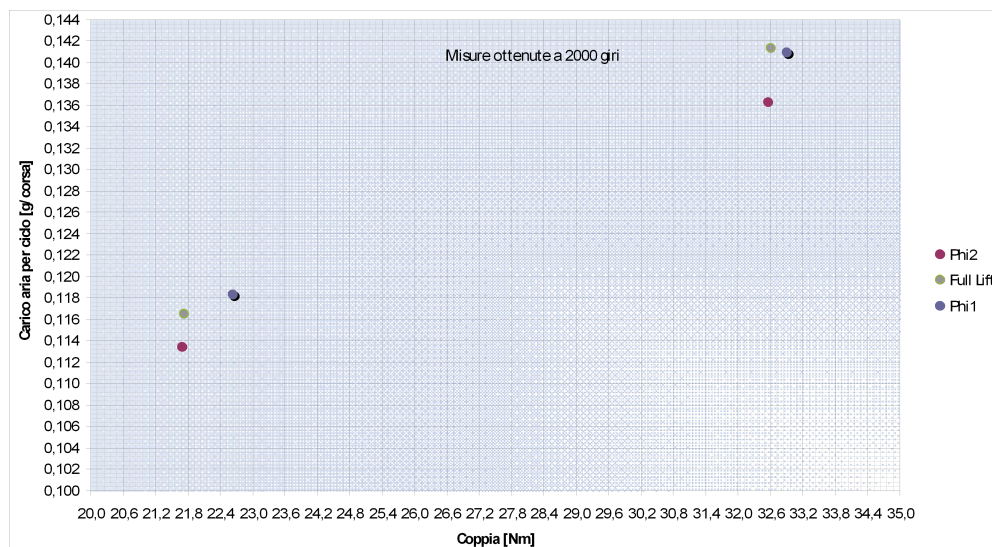


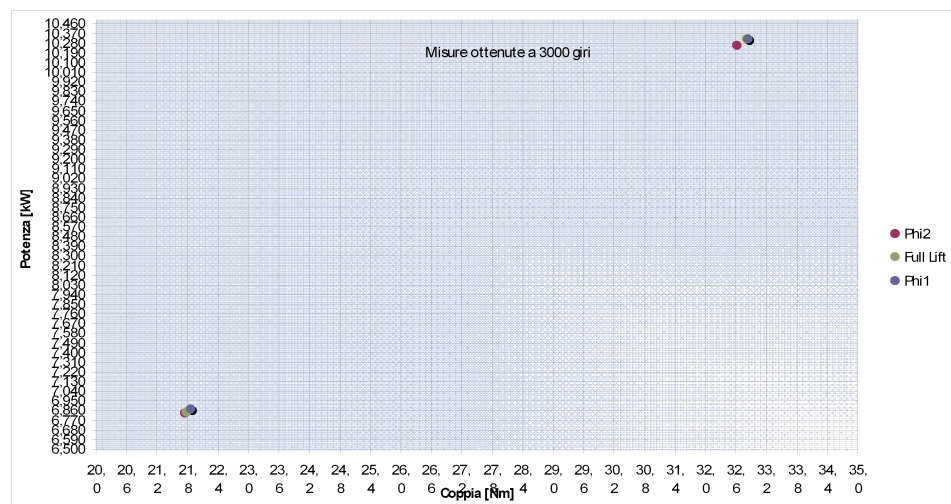
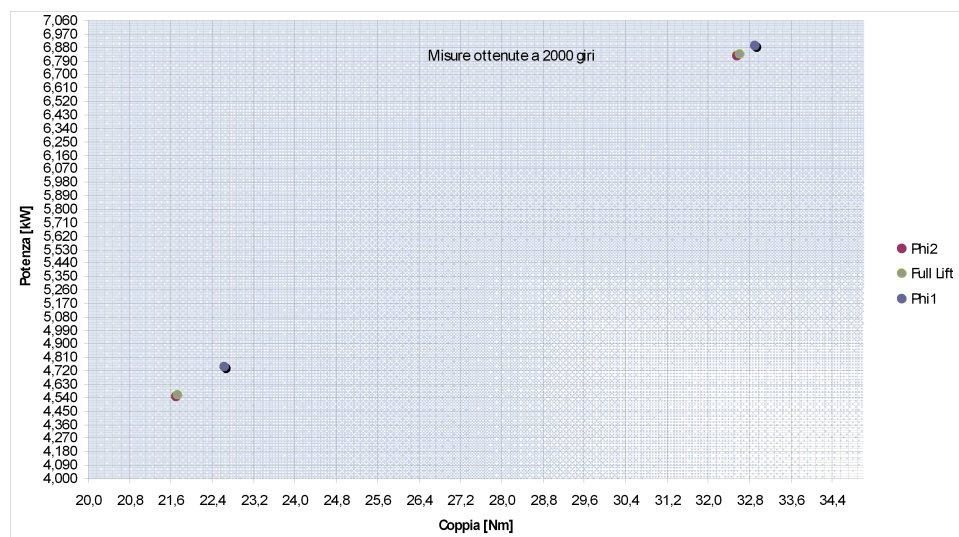
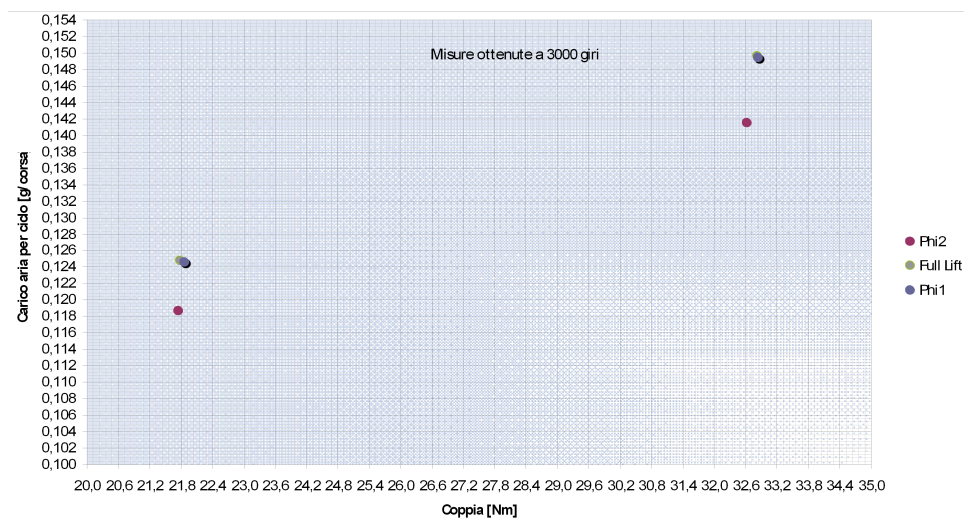
VI.2 VALUTAZIONE DELLE PRESTAZIONI

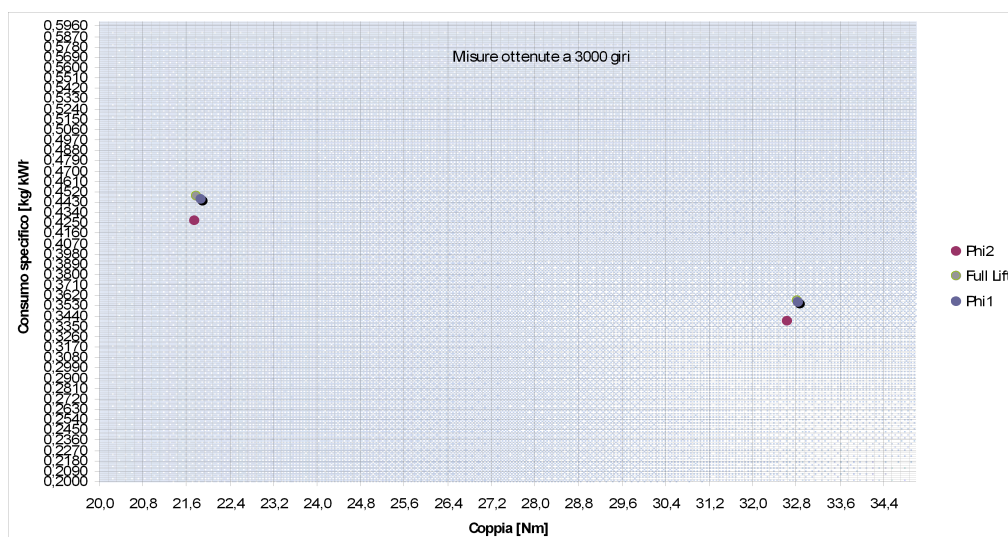
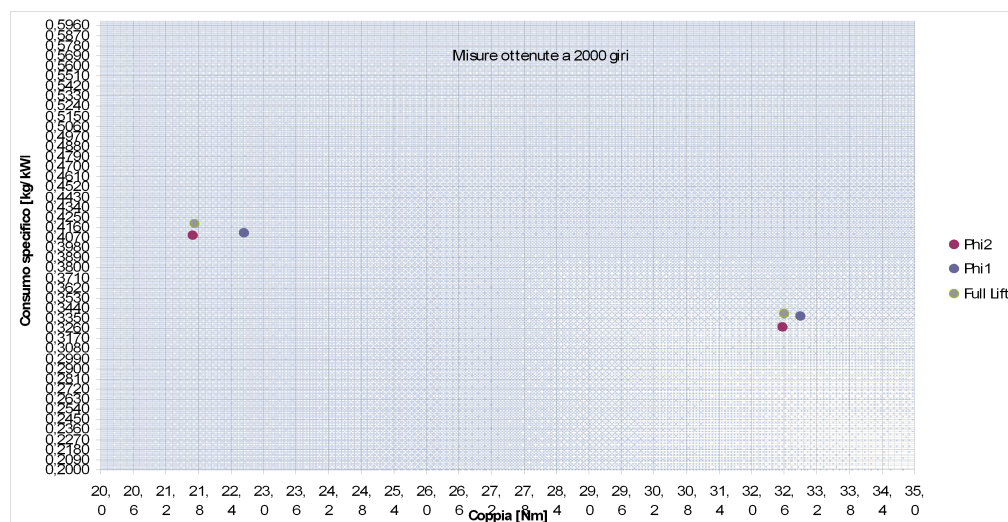
La possibilità di valutare le prestazioni di un motore senza effettivamente possedere una sala prove costituisce, come già evidenziato precedentemente, un requisito essenziale per qualsiasi modello in generale.

Al termine della simulazione viene generato automaticamente un file contenente tutte le informazioni necessarie per le valutazioni ingegneristiche di interesse.

Nel presente paragrafo si mostra, tramite l'ausilio di immagini, il confronto tra le prestazioni di un motore dotato di sistema tradizionale di distribuzione ed uno dotato invece del sistema MultiAir, ampiamente descritto nei precedenti capitoli.







CAPITOLO VII

CONCLUSIONI

Si è presentato un modello di veicolo fondato su di un modello istantaneo di motore a combustione interna ad accensione per scintilla. Il modello ha dimostrato, dopo una fase di calibrazione relativamente semplice, un buon livello di attendibilità e di verosimiglianza previsionale.

Allo stato attuale, la modellazione proposta, pur essendo discutibile (soprattutto per quanto concerne gli aspetti termodinamici di alcuni fenomeni coinvolti), rende conto, almeno qualitativamente, di tutti i fenomeni che la sperimentazione ha evidenziato.

La sperimentazione condotta, oltre a consentire un buon “tuning” dei parametri, ha indicato la strada da seguire per la costruzione di un più raffinato modello, perseguendo, altresì, un obiettivo “didattico”: indicare, ad esempio, come la manipolazione di taluni parametri motoristici “tipici” (rapporto di compressione, anticipo di accensione, efficienza di combustione, fasatura, distribuzione) possa riprodurre effetti ben noti ai progettisti di motori.

Allo scopo di completare la verosimiglianza del modello (sia per quanto attiene alla calibrazione dei suoi parametri, sia per quanto attiene alla fenomenologia prevista), sembra opportuno seguire un programma di sperimentazione “mirato”, congiuntamente al raffinamento del modello stesso.

Riteniamo, infine, necessario rilevare esplicitamente che poco o nulla è stato fatto, nella costruzione del modello Simulink, per ottimizzare il suo funzionamento dal punto di vista computazionale.

Si tratta di una scelta deliberata, che ha mirato alla leggibilità e trasparenza del modello, sistematicamente preferite alla efficienza.

Non va, infine, sottovalutata la possibilità di modificare il modello di motore qui illustrato in vista di applicazioni anche molto differenti quali i motori ad accensione per compressione, alcuni dei quali - si pensi alla frontiera dei motori HCCI – ancora lontani dall’assestamento sperimentale.

APPENDICE 1

Dall'equazione di stato dei gas ideali:

$$pV = mRT$$

si ottiene, derivando rispetto al tempo:

$$\dot{p}V + p\dot{V} = \dot{m}RT + mR\dot{T} + m\dot{R}T$$

da cui:

$$(A\ 1) \quad \dot{T} = \frac{\dot{p}V + p\dot{V} - \dot{m}RT - m\dot{R}T}{mR}$$

Nel seguito adotteremo la convenzione di rappresentare con il pedice i le portate entranti, dotate di segno positivo, con il pedice j le portate uscenti, dotate di segno negativo. Pertanto la relazione precedente diventa:

$$(A\ 2) \quad \dot{T} = \frac{\dot{p}V + p\dot{V} - RT\left(\sum_i \dot{m}_i - \sum_j \dot{m}_j\right) - m\dot{R}T}{mR}$$

D'altra parte, l'equazione di conservazione dell'energia:

$$(A\ 3) \quad \dot{U} = \sum_i \dot{m}_i h_i - \sum_j \dot{m}_j h_j + \dot{Q}_{ext} - p\dot{V}$$

e l'espressione dell'energia interna:

$$\dot{U} = m c_v \dot{T} + \dot{m} c_v T$$

consentono di scrivere, alla luce della (A 1):

$$\begin{aligned}\dot{U} &= c_v \left(\frac{\dot{p}V + p\dot{V} - \dot{m}RT - m\dot{R}T}{R} + \dot{m}T \right) \\ &= \frac{c_v}{R} \left(\dot{p}V + p\dot{V} - m\dot{R}T \right)\end{aligned}$$

per cui, ricordando che

$$c_v = \frac{R}{\gamma - 1}$$

si ottiene:

$$(A\ 4) \quad \dot{U} = \frac{1}{\gamma - 1} \left(\dot{p}V + p\dot{V} - m\dot{R}T \right)$$

Dal confronto tra le (A 3) e (A 4) discende:

$$\dot{p}V + p\dot{V} - m\dot{R}T = (\gamma - 1) \left[\sum_i \dot{m}_i h_i - \sum_j \dot{m}_j h_j + \dot{Q}_{ext} - p\dot{V} \right]$$

da cui, ricordando che

$$c_p = \frac{R\gamma}{\gamma - 1}$$

si ha:

$$\begin{aligned}
\dot{p} &= \frac{\gamma-1}{V} \left[\sum_i \dot{m}_i h_i - \sum_j \dot{m}_j h_j + \dot{Q}_{ext} - p \dot{V} \right] - p \frac{\dot{V}}{V} + \frac{m \dot{R} T}{V} \\
&= \frac{\gamma-1}{V} \left[\sum_i \dot{m}_i c_p T_i - \sum_j \dot{m}_j c_p T_j + \dot{Q}_{ext} - p \dot{V} - p \frac{\dot{V}}{V} \frac{V}{\gamma-1} \right] + p \frac{\dot{R}}{R} \\
&= \frac{\gamma-1}{V} \left[\sum_i \dot{m}_i \frac{R\gamma}{\gamma-1} T_i - \sum_j \dot{m}_j \frac{R\gamma}{\gamma-1} T_j + \dot{Q}_{ext} - p \dot{V} \left(1 + \frac{1}{\gamma-1} \right) \right] + p \frac{\dot{R}}{R} \\
&= \frac{R\gamma}{V} \left[\sum_i \dot{m}_i T_i - \sum_j \dot{m}_j T_j + \dot{Q}_{ext} \frac{\gamma-1}{R\gamma} - \frac{p \dot{V}}{R} \right] + p \frac{\dot{R}}{R}
\end{aligned}$$

L'ipotesi di omogeneizzazione termica istantanea comporta, quindi:

$$\text{(A 5)} \quad \dot{p} = \frac{R\gamma}{V} \left[\sum_i \dot{m}_i T_i - T \sum_j \dot{m}_j + \frac{\gamma-1}{R\gamma} \dot{Q}_{ext} - \frac{p \dot{V}}{R} \right] + p \frac{\dot{R}}{R}$$

la cui sostituzione nella (A 2) consente di scrivere:

$$\begin{aligned}
\dot{T} &= \frac{1}{mR} \left[p \dot{V} - \dot{m} R T - m \dot{R} T + V \frac{R\gamma}{V} \left(\sum_i \dot{m}_i T_i - T \sum_j \dot{m}_j + \frac{\gamma-1}{R\gamma} \dot{Q}_{ext} - \frac{p \dot{V}}{R} \right) + p V \frac{\dot{R}}{R} \right] \\
&= \frac{R\gamma}{mR} \left[\sum_i \dot{m}_i T_i - T \sum_j \dot{m}_j + \frac{\gamma-1}{R\gamma} \dot{Q}_{ext} - \frac{p \dot{V}}{R} + \frac{p \dot{V}}{R\gamma} - \frac{\dot{m} R T}{R\gamma} + p V \frac{\dot{R}}{R^2 \gamma} - m \frac{\dot{R} T}{R\gamma} \right] \\
&= \frac{RT\gamma}{pV} \left[\sum_i \dot{m}_i T_i - T \sum_j \dot{m}_j + \frac{\gamma-1}{R\gamma} \dot{Q}_{ext} + \frac{p \dot{V}}{R} \left(\frac{1}{\gamma} - 1 \right) - \frac{1}{\gamma} T \sum_i \dot{m}_i + \frac{1}{\gamma} T \sum_j \dot{m}_j \right] \\
\text{(A 6)} \quad \dot{T} &= \frac{RT\gamma}{pV} \left[\sum_i \dot{m}_i T_i \left(1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T}{T_i} \right) - T \sum_j \dot{m}_j \left(1 - \frac{1}{\gamma} \right) + \frac{\gamma-1}{R\gamma} \dot{Q}_{ext} - \frac{p \dot{V}}{R} \left(1 - \frac{1}{\gamma} \right) \right]
\end{aligned}$$

Le equazioni (A 5) e (A 6) definiscono completamente il modello se abbinate ad una equazione di scambio termico del tipo:

$$\dot{Q}_{ext} = hA(\theta)(T_{amb} - T_c) + m_{fuel}\eta_{cb}(\lambda, RPM, map)S(\theta)Q_{HV}$$

In essa figurano due addendi: il primo esprime il calore scambiato fra le pareti del volume e l'ambiente circostante attraverso la superficie (variabile) A; il secondo rappresenta il calore chimicamente generato dalla combustione.

In seno al primo addendo è possibile distinguere il calore scambiato attraverso la superficie laterale del cilindro equivalente costituito dalla camera di combustione e quello scambiato attraverso le basi dello stesso.

Nel secondo addendo la massa di combustibile va intesa come la sola quantità effettivamente utilizzabile di combustibile, ossia il minimo tra la massa di combustibile effettivamente presente in camera e la massa di aria fresca effettivamente aspirata, divisa per il rapporto stechiometrico.

Il rendimento, genericamente denominato “di combustione”, può essere moltiplicato per una opportuna funzione aleatoria (a sua volta dipendente dalle condizioni “medie” di giri e carico), in grado di fornire una rappresentazione al fenomeno della dispersione ciclica. L'ultimo fattore è costituito da una funzione S a supporto limitato (e pari al tempo di combustione), il cui integrale, esteso all'intervallo di combustione, è unitario.

La funzione scelta [7] è stata poi dotata di una ulteriore variabilità parzialmente aleatoria, funzione di giri e pressione di collettore, fornita all'intervallo angolare di durata della combustione.

In conclusione:

$$(A7) \quad \begin{cases} \dot{p} = \frac{R\gamma}{V} \left[\sum_i \dot{m}_i T_i - T \sum_j \dot{m}_j + \frac{\gamma-1}{R\gamma} \dot{Q}_{ext} - \frac{p\dot{V}}{R} \right] + \frac{p\dot{R}}{R} \\ \dot{T} = \frac{RT\gamma}{pV} \left[\sum_i \dot{m}_i T_i \left(1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T}{T_i} \right) - T \sum_j \dot{m}_j \left(1 - \frac{1}{\gamma} \right) + \frac{\gamma-1}{R\gamma} \dot{Q}_{ext} - \frac{p\dot{V}}{R} \left(1 - \frac{1}{\gamma} \right) \right] \\ \dot{Q}_{ext} = h_1 A(\theta)(T_{z1} - T) + h_2 A_b(T_{zb} - T) + m_{fuel} \bar{\eta}_{cb}(\lambda, RPM, map) \bar{S}(\theta, RPM, map) Q_{HV} \end{cases}$$

Ad ogni buon conto, vale la pena di osservare che l'introduzione della variabilità della costante R del gas perfetto comporta un incremento nella complicazione del modello complessivo, senza altresì determinare un chiaro e significativo incremento prevedibile nella accuratezza globale delle simulazioni. Esempio ne sia la consuetudine, sovente accettata anche in letteratura, di conferire, al gas esausto, un valore della costante R (congiuntamente al rapporto dei calori specifici) diverso da quello che compete al gas fresco. Valori tipici prevedono una differenza tra i valori (287 per il gas fresco, circa 300 per l'esausto) la cui incidenza percentuale, ai fini del calcolo delle pressioni e temperature all'interno del cilindro, è del tutto paragonabile a quella che si ottiene semplicemente conferendo al gas fresco una massa opportunamente incrementata della massa di combustibile.

$$R = FR_1 + (1 - F)R_2$$

$$\dot{R} = \frac{dR}{dF} \frac{dF}{d\theta} \frac{d\theta}{dt}$$

$$F(\theta) = 1 - e^{-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}}$$

$$\frac{dF}{d\theta} = \frac{a(m+1)}{\Delta\theta} \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^m e^{-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}}$$

$$\dot{R} = (R_1 - R_2)\omega \frac{a(m+1)}{\Delta\theta} \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^m e^{-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}}$$

R1 = costante del gas esausto

R2 = costante del gas fresco

APPENDICE 2

La posizione del pistone all'interno del cilindro è descritta dalla seguente relazione [3]:

$$(A2.1) \quad x(\theta) = x_0 + r \cdot \left(1 + \mu - \cos \theta - \sqrt{\mu^2 - \sin^2 \theta} \right)$$

Dalla ripetuta derivazione rispetto al tempo si ottengono le descrizioni della velocità e dell'accelerazione del pistone:

$$(A2.2) \quad \dot{x}(\theta) = r\omega \sin \theta \cdot \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\mu^2 - \sin^2 \theta}} \right)$$

$$(A2.3) \quad \ddot{x}(\theta) = r\dot{\omega} \sin \theta \cdot \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\mu^2 - \sin^2 \theta}} \right) + r\omega^2 \left[\cos \theta + \frac{\mu^2 \cos 2\theta + \sin^4 \theta}{(\mu^2 - \sin^2 \theta)^{3/2}} \right]$$

Le forze di inerzia saranno espresse, ovviamente, al modo seguente:

$$(A2.4) \quad F_{inerzia} = -(m_1 + m_2) \ddot{x}(\theta)$$

avendo indicato con m_1 e con m_2 , rispettivamente, la massa del pistone completo e una massa pari, all'incirca, ad 1/3 della massa della biella [5].

La coppia complessiva [3] sarà allora descritta dalla composizione di due addendi; uno relativo alla coppia "termicamente generata":

$$(A2.5) \quad T_{termica} = (p - p_b)A \cdot r \sin \theta \cdot \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\mu^2 - \sin^2 \theta}} \right)$$

l'altro corrispondente alle forze di inerzia:

$$(A2.6) \quad T_{inerzia} = -(m_1 + m_2) \ddot{x}(\theta) \cdot r \sin \theta \cdot \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\mu^2 - \sin^2 \theta}} \right)$$

La dinamica dell'albero motore sarà allora descritta dalla seguente equazione:

$$(A2.7) \quad J_1 \dot{\omega}(\theta) = r \sin \theta \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\mu^2 - \sin^2 \theta}} \right) \cdot \left[(p - p_b)A - (m_1 + m_2) \ddot{x}(\theta) \right]$$

Per sostituzione della (A2.3) nella (A2.7), si ottiene:

$$(A2.8) \quad \left\{ J_1 + \left[r \sin \theta \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\mu^2 - \sin^2 \theta}} \right) \right]^2 (m_1 + m_2) \right\} \dot{\omega} = \\ = r \sin \theta \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\mu^2 - \sin^2 \theta}} \right) \cdot \left\{ A(p - p_b) - r \omega^2 (m_1 + m_2) \cdot \left[\cos \theta + \frac{\mu^2 \cos 2\theta + \sin^4 \theta}{(\mu^2 - \sin^2 \theta)^{3/2}} \right] \right\}$$

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

[1] E. Hendricks, A. Chevalier, M. Jensen, S. C. Sorenson "Modelling of the Intake Manifold Filling Dynamics", SAE Technical Paper No. 960037, 1996.

[2] J B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw Hill.

[3] D. Giacosa, "Motori endotermici", Ulrico Hoepli.

[4] W. H. Press, B. P. Flannery, S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling, "Numerical Recipes", Cambridge University Press.

[5] A R. Guido, L. Della Pietra, "Lezioni di meccanica delle macchine", CUEN.

[6] C. F. Aquino, "Transient A/F Control Characteristics of the 5 Liter Central Fuel Injection Engine", SAE Technical Paper No. 810494, 1981.

[7] P. S. Kuo, "Cylinder Pressure in a Spark-Ignition Engine: A Computational Model", Journal of Undergraduate Sciences, 1996

[8] L. Mianzo, H. Peng "Modeling and Control of a Variable Valve Timing Engine", Proceedings of the American Control Conference, 2000

[9] S. Solyom, S. Eriksson "Mid-Ranging Scheme for Idle Speed Control of SI Engines", SAE Technical Paper No. 2006-01-0608, 2006

[10] World Wide Web